



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

KOMBINOVANÉ PAROPLYNOVÉ ZAŘÍZENÍ SE SPALOVACÍMI MOTORY

COMBINED STEAM-GAS PLANT WITH INTERNAL COMBUSTION ENGINES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Milan Přidal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2021

Zadaní diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Milan Přidal**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Kombinované paroplynové zařízení se spalovacími motory

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V posledních letech jsou budovány elektrárny a teplárny o výkonech stovek MW, které jsou složeny z mnoha spalovacích motorů výkonové třídy 10 – 20 MW. To jim umožňuje pružnou reakci na požadovaný výkon. Vypínáním nebo zapínáním jednotlivých soustrojí pracují ostatní stroje na „plný výkon“ v oblasti maximální účinnosti tzn. že vysoká účinnost elektrárny či teplárny je zachována v široké oblasti výkonů.

Spaliny z motorů o vysoké teplotě jsou využívány v horkovodních kotlích nebo jsou vypouštěny do okolí. Nabízí se proto i zde možnost využít spaliny o vysoké teplotě v klasickém Rankin – Clausově oběhu.

Navrhněte pro elektrárnu (teplárnu) o výkonu 100 MW s deseti instalovanými motory klasický R – C oběh s parní turbínou. Oběh navrhněte tak, aby pracoval s co možná největší efektivitou. Turbinu navrhněte složenou z vysokotlakové a nízkotlakové části. NT část bude připojena ke generátoru odpojitelnou spojkou.

Cíle diplomové práce:

- Termodynamický výpočet oběhu (pilový diagram),
- Výpočet průtočných částí parní turbíny,
- Schematické výkresy podélných řezů jednotlivými moduly a dispoziční uspořádání turbíny s generátorem.

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., POLESNÝ, B. a FIEDLER, J. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se bude zabývat možným zvýšením účinnosti energetických zařízení, které využívají pro výrobu energie spalovací motory. Energie, která odchází z motorů v podobě horkých spalin, bude v co největší míře využita pomocí spalinového kotle a parní turbíny. Parní turbína bude složena ze tří modulů. V práci bude vždy v jednotlivých částech uvedena stručná teorie doplněná výpočtem. Dále budou sestrojeny schematické výkresy podélných řezů pro jednotlivé moduly parní turbíny a také výkres dispozičního uspořádání turbíny s generátorem.

Klíčová slova

spalovací motor, parní turbína, spalinový kotel, kogenerace

ABSTRACT

The master thesis will deal with the possible increase in efficiency of power plants that use internal combustion engines for power generation. The energy that leaves the engines in the form of hot flue gases will be used as much as possible by means of a flue gas boiler and a steam turbine. The steam turbine will consist of three modules. In the thesis, a brief theory will be presented in each section, accompanied by a calculation. In addition, schematic drawings of longitudinal sections for the individual modules of the steam turbine will be constructed, as well as a drawing of the layout of the turbine and generator.

Key words

combustion engine, steam turbine, combustion boiler, cogeneration

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PŘIDAL, Milan. *Kombinované paroplynové zařízení se spalovacími motory* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/131993>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jan Fiedler.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Kombinované paroplynové zařízení se spalovacími motory vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval panu doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. a Ing. Stanislavu Kubišovi, CSc. za odborné rady, cenné připomínky, trpělivost a věnovaný čas.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1. Kombinovaný paroplynový cyklus.....	12
1.1 Tepelné oběhy plynové.....	13
1.2 Tepelné oběhy parní.....	14
1.3 Paroplynové oběhy	15
1.3.1 Provoz se spalovací turbínou a parní turbínou	15
1.3.2 Provoz se spalovacím motorem a parní turbínou	15
2. Spalovací motor.....	18
2.1 Volba spalovacího motoru	20
2.2 Parametry spalovacího motoru	20
3. Spalování	22
3.1 Parametry paliva	22
3.2 Produkty stechiometrického spalování	22
3.3 Produkty spalování s přebytkem vzduchu	23
3.4 Celkové složení spalin na výstupu z motoru.....	24
3.5 Spotřeba paliva	26
3.6 Hmotnostní průtok vzniklých spalin na výstupu	27
3.7 Parametry spalin na výstupu z motoru.....	27
3.7.1 Teplota spalin	27
3.7.2 Entalpie spalin	27
3.7.3 Měrná tepelná kapacita spalin	27
4. Kotel na odpadní teplo.....	30
4.1 Předběžný pilový diagram	30
4.2 Parametry páry	31
4.3 Množství páry	32
4.4 Výkon jednotlivých částí kotle	32
4.5 Parametry spalin	33
4.6 Konečný pilový diagram.....	35
4.6.1 Vysokotlaká část	36
4.6.2 Nízkotlaká část	37
5. Parní turbína	38
5.1 Schéma zapojení	38
5.2 Předběžný výpočet.....	39
5.3 Detailní výpočet.....	43
6. Konstrukční řešení.....	54
6.1 Výpočet základních prvků	54
6.1.1 Vstupní a výstupní potrubí	54
6.1.2 Průměr hřídelí.....	54
6.1.3 Návrh ložisek.....	55
6.1.4 Návrh převodovky.....	56
6.2 Dispoziční uspořádání.....	57

6.3	Popis použitých konstrukčních prvků	57
6.3.1	Rotor	57
6.3.2	Skříň parní turbíny	57
6.3.3	Kartáčové ucpávky	58
6.3.4	Spojení rotoru parní turbíny a pastorku převodovky	58
6.3.5	Spojení skříní parní turbíny a převodovky	59
6.3.6	Olejové hospodářství	59
	ZÁVĚR	60
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	61
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	63
	SEZNAM PŘÍLOH	70
	SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE	71

ÚVOD

Celosvětový rozvoj vede k čím dál vyšší spotřebě energie. Zároveň jsou aktuálním tématem klimatické změny a panuje snaha o udržitelný rozvoj společnosti. V souvislosti s tím je trendem ve světě energetiky hledat udržitelnější a zároveň šetrnější způsoby výroby energie vzhledem k životnímu prostředí. Jedním z hlavních řešených bodů je snaha o snížení produkce skleníkových plynů, zejména CO₂. Proto jsou v rozmachu například větrné, vodní či solární elektrárny, které se snaží nahradit některé méně ekologické technologie. Problémem je, že tyto typy energetických zdrojů nenabízejí stálou dodávku elektrické energie. Řešením by mohl být rozvoj v akumulaci této čistší energie například prostřednictvím systémů Power-to-Gas, skladováním komprimovaného vzduchu apod. To by ovšem vyžadovalo větší propojení mezi jednotlivými energetickými sektory. Navíc je tato strategie teprve v plenkách, takže se také hledají možnosti, jak u aktuálních metod výroby energie aspoň zvyšovat účinnosti a využít v co největší míře energetický potenciál daného zdroje.

Fosilní paliva se ještě nejspíš budou spalovat řadu let, než bude možné se bez nich plně obejít. Modernizací aktuálních energetických zařízení pro spalování paliv a zvyšováním jejich účinností lze alespoň dosáhnout toho, že se pomocí stejného množství paliva vyrobí více elektrické energie. Tím se i sníží produkce emisí na vyrobenou jednotku elektrické energie. Jako jedna z možností pro realizaci této myšlenky se nabízí princip kogenerace, konkrétně například zařízení s kombinovaným paroplynovým cyklem.

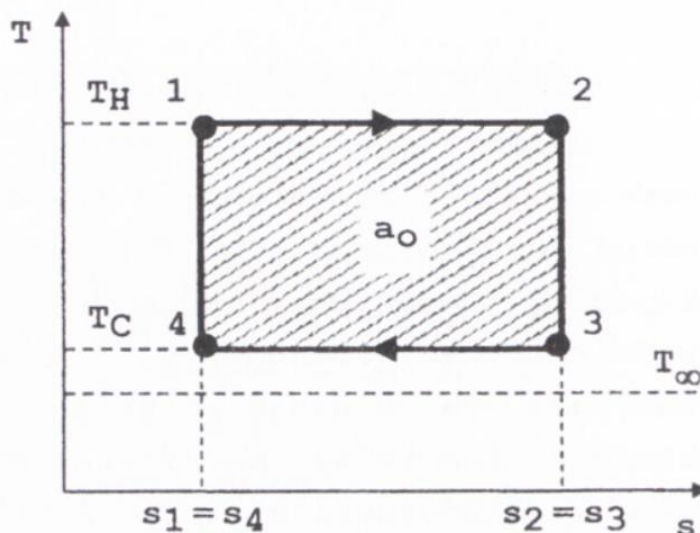
Jaderné elektrárny se používají pro pokrytí základního zatížení. Kolísavou část zatížení soustavy pak musí vyplňovat energetické zdroje s dostatečně dobrými dynamickými vlastnostmi a účinností. Těmito vlastnostmi disponují například právě paroplynové elektrárny. Konkrétně v provedení spalovací motor + parní turbína lze dosáhnout pružné reakce na aktuální změny v zatížení elektrizační soustavy. Paroplynové zařízení ovšem nacházejí využití také jako pološpičkové zdroje pro pokrytí středního pásma zatížení. Některé velké bloky dokážou pokrýt i vysoké roční výkony. [1]

Většinou se pro zvýšení účinnosti používá kombinace spalovací turbíny, kotle na odpadní teplo a parní turbíny. Ve spalovací turbíně dochází ke spalování paliva a nevyužitě odpadní teplo, které je odnášeno spaliny, je dále vedeno do spalínového kotle. Tam se generuje určité množství horké páry, která vede do parní turbíny, kde expanduje a tepelný výkon se poté přenáší na generátor. Tento koncept je ovšem poměrně investičně náročný. Další variantou je použití spalovacích motorů v kombinovaném cyklu s kotlem na odpadní teplo a parní turbínou. Tato koncepce nabízí investičně přijatelnější vyhlídky a přináší i další výhody, kterými jsou například vysoká spolehlivost a účinnost.

Cílem této diplomové práce je navrhnout parní turbínu pro elektrárnu o maximálním výkonu 100 MW s deseti instalovanými spalovacími motory.

1. Kombinovaný paroplynový cyklus

Francouzský fyzik Sadi Carnot definoval na počátku 19. století termodynamický cyklus pracující s ideálním plynem, který je dnes označován jako Carnotův cyklus. Je to ideální teoretický vratný cyklus, který je složen ze 4 termodynamických dějů. Umožňuje definovat maximální možnou účinnost při práci tepelného stroje mezi teplotami T_H a T_C . U tepelných strojů je snaha se co nejvíce přiblížit právě Carnotovu cyklu. [2]



Obrázek 1 T-s diagram Carnotova cyklu [2]

Vztah pro výpočet tepelné účinnosti cyklu:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (1.1)$$

Vztah pro výpočet vnitřní práce cyklu:

$$a_o = q_H - |q_c| \quad (1.2)$$

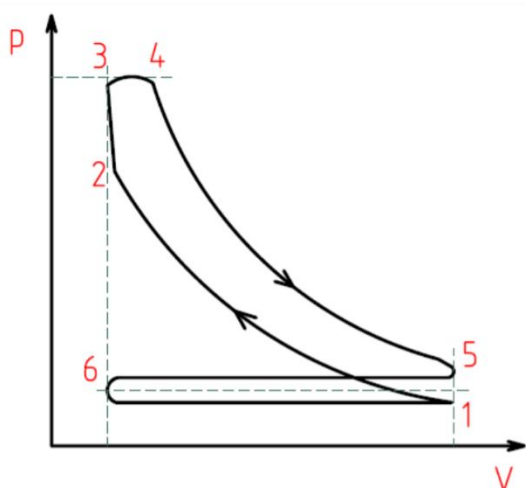
Na obrázku č. 1 je vyobrazen Carnotův cyklus v T-s diagramu. Zobrazení právě v T-s diagramu je výhodné z hlediska posuzování tepelných cyklů. Děj zde tvoří obdélník, jelikož se skládá ze dvou izoterem a dvou adiabat. Kromě vzorce pro výpočet tepelné účinnosti je výše uveden i vzorec pro výpočet vnitřní práce cyklu.

1.1 Tepelné oběhy plynové

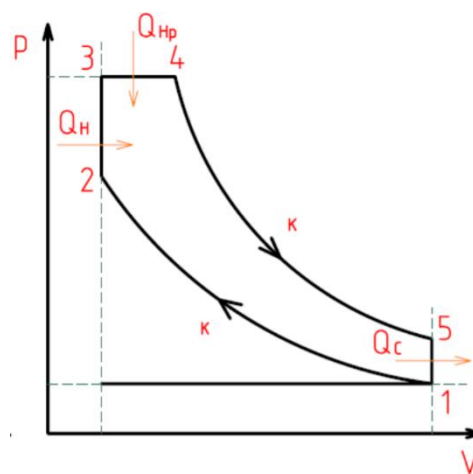
U počátků spalovacích motorů byl německý konstruktér Nicolaus August Otto, který v roce 1861 postavil svůj první spalovací motor. Po sérii pokusů o jeho zdokonalení v roce 1876 sestavil čtyřtákní motor se zvýšeným kompresním poměrem, který se stal vzorem pro budoucí návrhy spalovacích motorů. Je podle něj také pojmenován Ottův cyklus. Cykly dnešních zážehových motorů vycházejí ze základních principů Ottova cyklu.

O vylepšení Ottova motoru se v roce 1897 pokusil německý vynálezce Rudolf Christian Karl Diesel. Postavil vysokotlakový spalovací pístový motor, který byl schopný pomocí komprese vzduchu dojít k samovolnému zážehu bez jiskry. Byl to začátek pro vznětové spalovací motory. Dieselův oběh je cyklem rovnotlakého motoru. Konkrétně Dieselův motor dokázal využít až 26 % tepelné energie, čímž předčil nejlepší parní stroj té doby.

Dnešní vznětové motory pracují způsobem, který nejlépe popisuje Sabatův cyklus. Ten je nazýván také jako cyklus s kombinovaným přívodem tepla. První motor na principu Sabatova cyklu, který je pojmenován podle francouzského konstruktéra, byl sestaven v roce 1909. Pro dopravu paliva do spalovací komory se dnes používají vstříkovací čerpadla na rozdíl od Dieselova motoru, který k tomu využíval stlačený vzduch. Je to cyklus se smíšeným přívodem tepla. K hoření dochází nejprve při konstantním objemu a následně při konstantním tlaku. [2]



Obrázek 2 Skutečný p-V diagram Sabatova cyklu [3]



Obrázek 3 Ideální p-V diagram Sabatova cyklu [3]

Vztah pro výpočet tepelné účinnosti cyklu:

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_c|}{Q_{Hv} + Q_{Hp}} \quad (1.3)$$

Průběh jednotlivých dějů Sabatova cyklu:

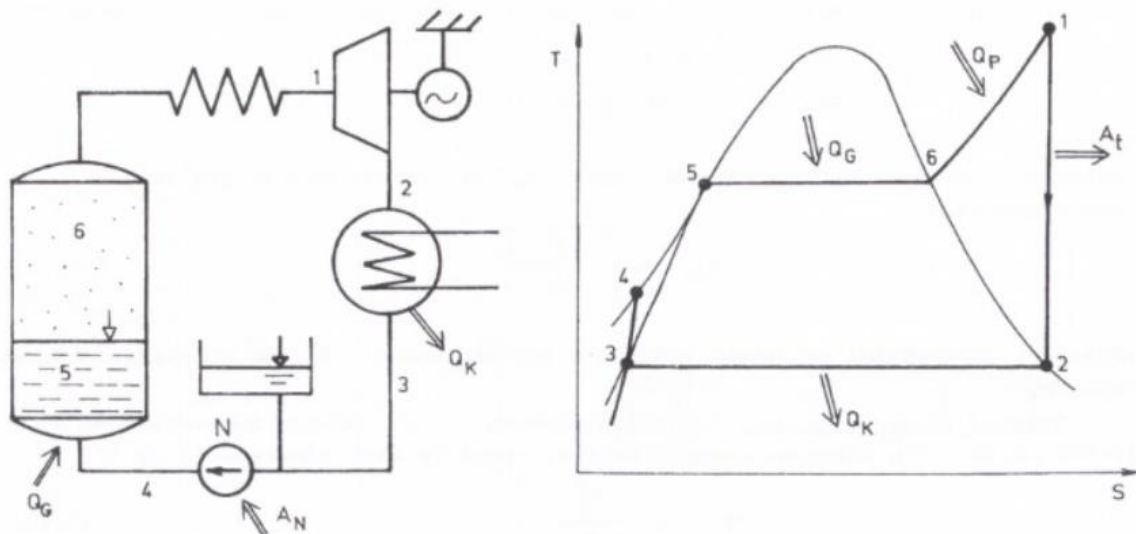
- 1-2 adiabatická komprese
- 2-3 izochorické hoření paliva
- 3-4 izobarické hoření paliva
- 4-5 adiabatická expanze
- 5-1 izochorický odvod tepla

Další důležitý tepelný oběh popisuje Braytonův cyklus. Tento cyklus se používá výhradně u spalovacích turbín, ale v minulosti byl použit i u rovnotlakého motoru spalujícím svítiplyn. Slouží jako porovnávací cyklus pro činnost rovnotlakých plynových turbín.

1.2 Tepelné oběhy parní

Parní oběhy využívají změny skupenství oběžného média v daném cyklu pro přeměnu tepelné energie v energii mechanickou. Parostrojní zařízení s oběhem vody se poprvé objevily na počátku 18. století. Postupem času parní stroje nahradily parní turbíny. Původně se používaly turbíny výfukové, které dospěly až k dnešní podobě kondenzačních turbín. Mezi tepelné oběhy parní lze také zařadit chladicí zařízení pracující s vypařováním chladiva a kompresorem.

Základem oběhů všech tepelných a jaderných elektráren je Rankin Clausiův cyklus. V tomto cyklu se jako médium používá voda. Základními částmi tohoto cyklu je kotel, parní turbína, kondenzátor, napájecí nádrž a čerpadlo. Do kotle je dodáváno teplo pro vypaření vody za stálého tlaku. Pára směřuje k turbíně, na které se odvádí technická práce. Poté dochází v kondenzátoru k odevzdání tepla chladicímu médiu, pára kondenzuje a je vedena do napájecí nádrže. Z té je voda díky čerpadlu, kterému je dodávána technická práce, dopravena zpět do kotle s potřebnými parametry. Na obrázku č.5 je zobrazeno schéma tohoto zjednodušeného cyklu společně s jeho T-s diagramem.



Obrázek 5 Schéma zapojení a T-s diagram Rankin Clausiova cyklu [2]

Průběh jednotlivých dějů Rankin-Clausiova cyklu:

- 1-2 práce parní turbíny A_T
- 2-3 teplo Q_K odvedené chlazením v kondenzátoru
- 3-4 spotřeba práce napájecího čerpadla A_N
- 4-6 teplo Q_G přivedené do parního generátoru (popřípadě kotle)
- 6-1 teplo Q_P dodané přehřívači

1.3 Paroplynové oběhy

1.3.1 Provoz se spalovací turbínou a parní turbínou

Za účelem zvyšování tepelné účinnosti se kombinují plynové a parní tepelné oběhy. Většinou se jedná o součinnost provozu spalovací a parní turbíny. Za spalovací turbínu je připojen spalínový kotel na odpadní teplo. V něm dochází pomocí horkých spalin k produkci páry, které jsou vedeny k parní turbíně. U tohoto oběhu je spalovací turbína rozhodujícím prvkem pro schopnost regulace, protože u ní při snižování výkonu dochází k výraznému poklesu účinnosti. Účinnost této varianty paroplynového oběhu je ovlivněna hlavně typem parní turbíny. Nejvyšších tepelných účinností dosahují oběhy s protitlakou parní turbínou. V tabulce č. 1 jsou uvedeny některé výhody a nevýhody provozu spalovacích turbín spolu s parní turbínou.

Tabulka 1 Provoz se spalovací a parní turbínou [6]

Výhody	Nevýhody
široký rozsah výkonu	pouze ušlechtilá paliva
variabilní provoz	omezená regulace
možnost dodávky horké vody i páry	velká hlučnost spalovací turbíny
možnost rychlého najetí spalovací turbíny	při častém rychlém najetí se zkracuje životnost některých komponent

1.3.2 Provoz se spalovacím motorem a parní turbínou

V předchozí koncepci je možné spalovací turbínu nahradit spalovacími motory, protože mají podobné provozní vlastnosti. Toto řešení nepochybně přináší určité nevýhody, ale také některé benefity. Jedním z benefitů spalovacích motorů jsou značně nižší investiční náklady. Spalovací motory mají také vyšší tepelnou účinnost než spalovací turbíny. Hodnoty účinnosti u nich dosahují až k 50 % za předpokladu jednoduchého cyklu. V kombinovaném cyklu, kde parní turbína zprostředkuje odpadní teplo, lze dosáhnout navýšení účinnosti. Plyny na výstupu ze spalovacích motorů mají obvykle nad 350 °C. To je podstatně nižší teplota než výstupu spalovací turbíny. Díky tomu je daleko snazší navrhnout parní generátor, který generuje páru s parametry dle požadavků.

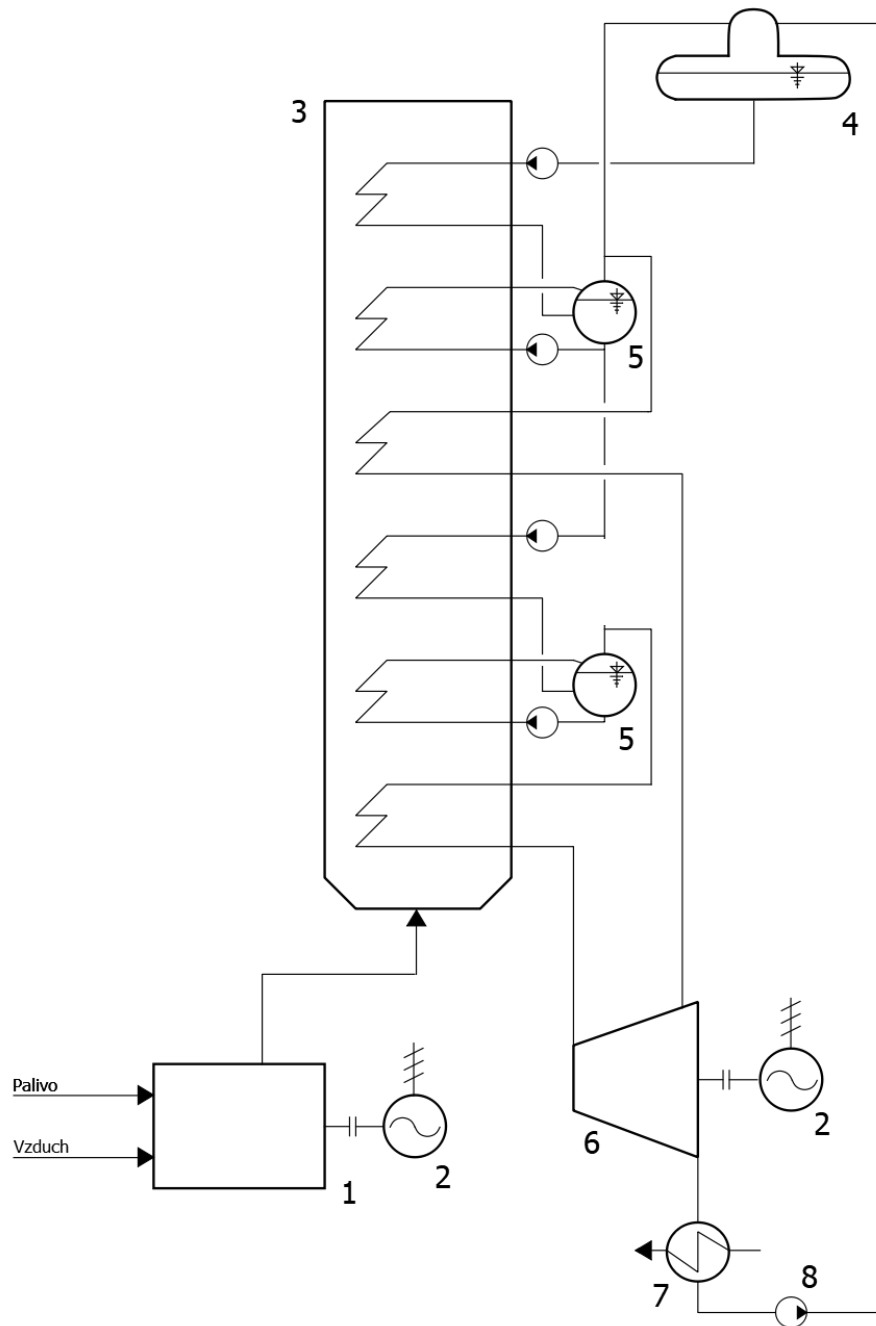
Elektrárny s kombinovaným cyklem spalovacích motorů a parní turbíny mají výhodu nejen vysoké tepelné účinnosti, ale i jejich modularita patří k silným stránkám. Blok motorových jednotek o výkonu 4 až 30 MW nabízí přírůstkový výkon při částečném zatížení bloku, a to bez ztráty účinnosti. Na rozdíl od spalovacích turbín s kombinovaným cyklem mají elektrárny se spalovacími motory možnost různých úrovní zatížení. Pro chod parní turbíny stačí, aby běželo 25 % spalovacích motorů při plném zatížení nebo 50 % motorů při polovičním zatížení. Z toho pramení i možnost odstávky některých motorů z důvodu poruchy nebo údržby, a to bez vlivu na plynulý chod bloku elektrárny. [5]

Další výhodou je rychlost najíždění spalovacích motorů díky rychlému zapálení paliva ve válcích a koordinovanému najetí generátorů. Do plného zatížení to zabere v řádu jednotek minut. Tato schopnost tak nabízí flexibilní výrobu elektrické energie, která je schopná reagovat na výkyvy poptávky. Také se nabízí možnost tímto způsobem vyrovnávat stabilitu v elektrických přenosových sítích. [5]

V tabulce č. 2 jsou uvedeny některé výhody a nevýhody provozu spalovacích motorů spolu s parní turbínou.

Tabulka 2 Provoz se spalovacím motorem a parní turbínou [6]

Výhody	Nevýhody
široký rozsah výkonu	nutnost časté údržby
modulární provoz	spotřeba mazacích olejů
sériovost náhradních dílů	emise NO _x
možnost rychlého najetí a odstávky	
široké možnosti ve volbě paliva	
vysoká účinnost i při změně výkonu	



Obrázek 6 Schéma zapojení kombinovaného paroplynového zařízení

- 1) Sestava spalovacích motorů
- 2) generátor,
- 3) kotel na odpadní teplo,
- 5) buben,
- 6) parní turbína,
- 7) parní kondenzátor,
- 8) napájecí čerpadlo

2. Spalovací motor

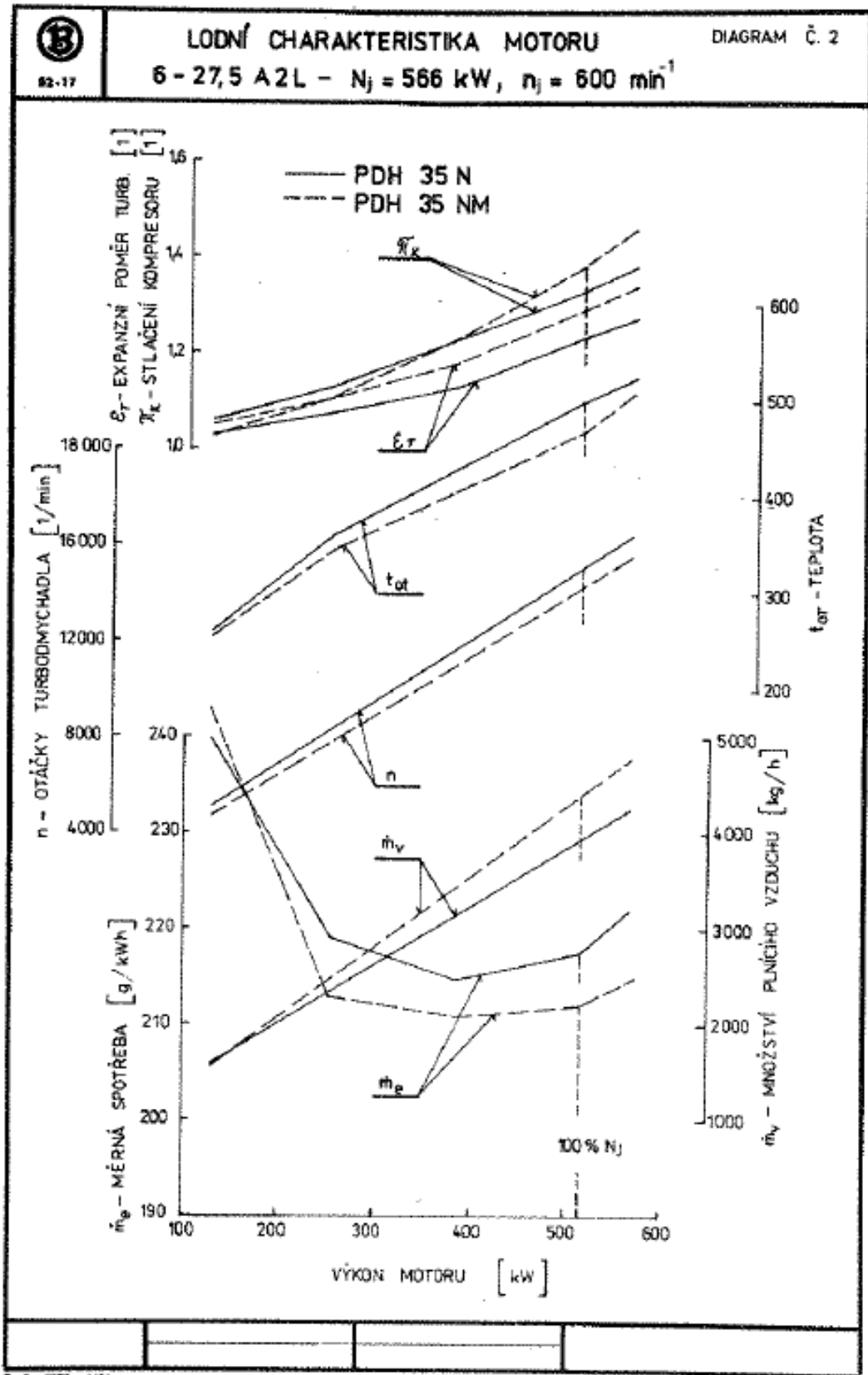
Spalovací motory slouží především jako pohon pro různé dopravní prostředky či mobilní stavební zařízení. Také už ovšem našly uplatnění jako záložní zdroje v energetice. Pístové motory s vnitřním spalováním lze rozdělit podle typu spalování na zážehové a vznětové. Termodynamický model zážehových motorů popisuje Ottův cyklus. Jsou typické tím, že k zapálení směsi vzduch-palivo se používá zapalovací svíčka. U vznětových (dieselových) motorů naproti tomu dochází k samovznícení paliva bez jiskry. K tomu dochází díky vysoké adiabatické kompresi, díky které se zvýší teplota stlačených plynů. Do těchto horkých plynů je vstříkováno palivo a dochází k samovolnému vznícení této směsi. Teplota paliva je totiž mnohem menší než teplota stlačených plynů.

V energetice se převážně využívají čtyřtákní (čtyřdobé) motory. Ke spalování dochází přerušovaně na rozdíl od spalovacích turbín, které spalují nepřetržitě. Ve spalovacích motorech lze spalovat širokou škálu paliv. Jedná se například o zemní plyn, lehké a těžké topné oleje, biopaliva a ropu. Vznětové motory jsou obecně účinnější než zážehové, ale na druhou stranu mají ve spalinách obsažen vyšší podíl pevných látek, oxidů dusíku a oxidů síry. Existují také motory, ve kterých lze spalovat jak kapalná, tak plynná paliva. Jsou to tzv. dvoupalivové motory. To je výhodou například v situaci, kdy dojde k narušení dodávek zemního plynu. V takovém případě mohou spalovací motory okamžitě přepnout třeba na topný olej, a to při zachování výkonu a účinnosti. V elektrárnách je běžné, že se více motorů skládá do bloku. Pomocí hřídele je každý z motorů napojen na svůj elektrický generátor. [5]



Obrázek 7 Modulární blok spalovacích motorů Wärtsilä [5]

Na následující straně je obrázek s ukázkou lodní charakteristiky motoru. Obdobné pístové spalovací motory jako v energetice se hojně využívají také pro pohon lodí. Charakteristiky jsou graficky vyobrazené závislosti mezi sledovanými parametry motoru. Na této konkrétní charakteristice je soustava křivek, přičemž je zde znázorněno několik závislostí mezi výkonem motoru a dalšími sledovanými parametry. Jedná se o stlačení kompresoru, teplotu, otáčky turbodmychadla, množství plnicího vzduchu a měrnou spotřebu. [7]



Obrázek 8 Lodní charakteristika motoru [8]

2.1 Volba spalovacího motoru

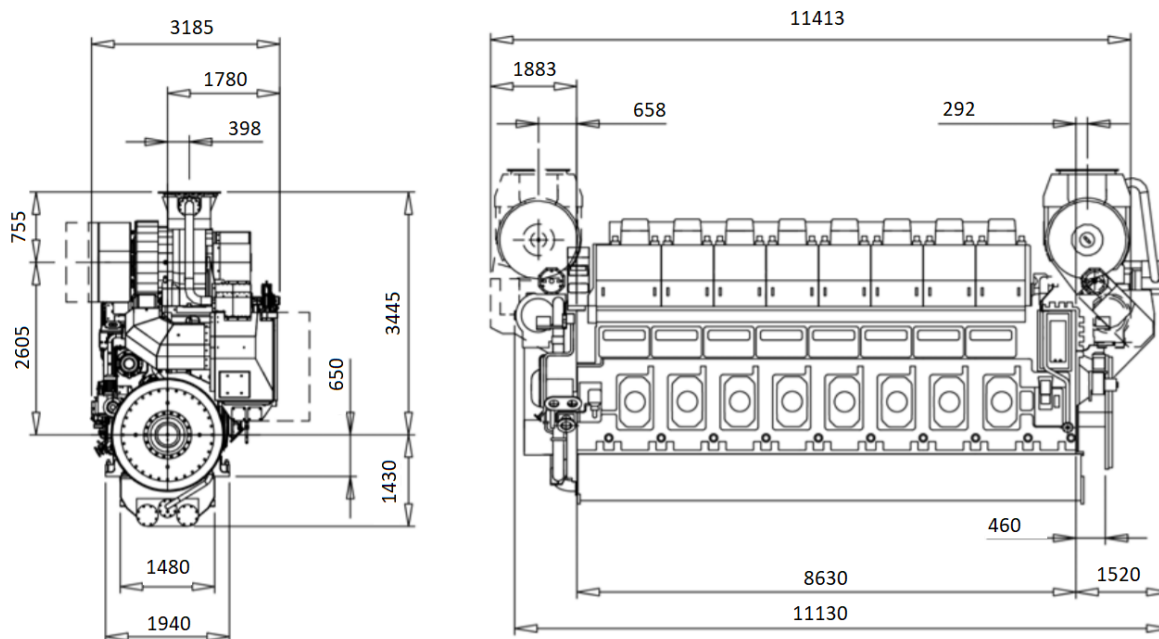
Jako vhodný spalovací motor byl podle zadání vybrán model Wärtsilä 9L46DF. Jedná se o čtyřdobý dvoupalivový typ motoru, který umožňuje spalování kapalných i plyných paliv. Konkrétně v něm lze spalovat zemní plyn, těžké a lehké topné oleje, motorovou naftu a biopaliva. Obsahuje celkem 9 válců v řadě. Motor může plynule přepínat provoz z plyného paliva na kapalné palivo bez ztráty výkonu či otáček. Disponuje výstupním elektrickým výkonem 10 305 kW. Kromě jeho využití ve velkých Offshore jednotkách ho lze nalézt například v trajektech, výletních lodích, přepravních lodích LNG, apod. [9]



Obrázek 9 Spalovací motor Wärtsilä, model 9L46DF [9]

2.2 Parametry spalovacího motoru

Na obrázku níže jsou základní rozměry zvoleného motoru Wärtsilä 9L46DF.



Obrázek 10 Základní rozměry motoru Wärtsilä, model 9L46DF [10]

Tabulka níže zahrnuje potřebné technické parametry motoru, které budou dále využity pro výpočet spalování a konstrukční návrh parní turbíny.

Tabulka 3 Základní parametry motoru Wärtsilä, 9L46DF [10]

Název	Označení	Jednotky	Hodnota
hmotnost	m	[kg]	146 000
jmenovitý výkon	P_{mot}	[kW]	10 305
tepelná účinnost	η_T	[%]	46
Součinitel přebytku spalovacího vzduchu	α	[-]	1,8
Měrná spotřeba tepla	q_t	[g/kWh]	185,3

3. Spalování

3.1 Parametry paliva

Spalovací motor Wartsila 9L46DF je uzpůsoben pro spalování různých typů paliv. Pro zjednodušení výpočtu bude jako palivo uvažována motorová nafta. Její parametry jsou uvedeny v tabulce 1.

Tabulka 4 Parametry motorové nafty [11]

Název	Označení	Jednotky	Hodnota
výhřevnost	Q_i^f	[MJ/kg]	44,1
obsah uhlíku	C	[% hm.]	86
obsah vodíku	H	[% hm.]	12,4
obsah síry	S	[% hm.]	0,10
obsah kyslíku	O	[% hm.]	0
obsah dusíku	N	[% hm.]	0,20
obsah argonu	Ar	[% hm.]	0
vlhkost v palivu	W	[% hm.]	1

3.2 Produkty stechiometrického spalování

V této podkapitole bude vypočítáno množství produktů, které vzniknou při spalování aktivních členů v palivu společně s nasávaným spalovacím vzduchem. Množství vzduchu bude stanoveno takové, aby docházelo k dokonalému spalování. Mezi aktivní prvky pro kapalná paliva patří C, H a S. V tabulce níže jsou vypsány potřebné parametry pro výpočet.

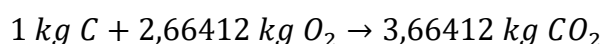
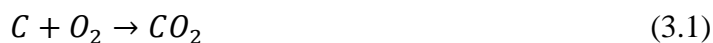
Tabulka 5 Parametry nasávaného vzduchu [12]

Název	Označení	Jednotky	Hodnota
Relativní vlhkost nasávaného vzduchu	φ_{nv}	[%]	60
Tlak nasávaného vzduchu	p_{nv}	[kPa]	101,325
Teplota nasávaného vzduchu	t_{nv}	[°C]	20
Měrná vlhkost nasávaného vzduchu	x_m	[gH ₂ O/kg _{vz}]	8,739

Tabulka 6 Hmotnostní složení suchého vzduchu [13]

σ_i	O ₂	N ₂	CO ₂	Ar
[% hm.]	23,145	75,526	0,046	1,283

Stechiometrické vztahy pro dokonalé spalování kapalného paliva:





$$1 \text{ kg } H + 7,93668 \text{ kg } O_2 \rightarrow 8,93668 \text{ kg } H_2O$$



$$1 \text{ kg } S + 0,9979 \text{ kg } O_2 \rightarrow 1,9979 \text{ kg } SO_2$$

Výpočet spotřeby kyslíku spálením 1 kg paliva:

$$M_{O_2} = 2,66412 \cdot C + 7,93668 \cdot H + 0,9979 \cdot S - O \quad (3.4)$$

Výpočet množství potřebného suchého vzduchu:

$$M_{vs_{min}} = \frac{M_{O_2}}{\sigma_{O_2}} \quad (3.5)$$

Výpočet množství potřebného vlhkého vzduchu:

$$M_{vv_{min}} = (1 + x_m) \cdot M_{vs_{min}} \quad (3.6)$$

Výpočet množství jednotlivých složek ve spalinách:

$$M_{s_{CO_2}} = 3,66412 \cdot C + \sigma_{CO_2} \cdot M_{vs_{min}} \quad (3.7)$$

$$M_{s_{SO_2}} = 1,9979 \cdot S \quad (3.8)$$

$$M_{s_{N_2}} = N + \sigma_{N_2} \cdot M_{vs_{min}} \quad (3.9)$$

$$M_{s_{Ar}} = \sigma_{Ar} \cdot M_{vs_{min}} \quad (3.10)$$

$$M_{s_{H_2O}} = 8,93668 \cdot H + W + x_m \cdot M_{vs_{min}} \quad (3.11)$$

Výpočet celkového množství vzniklých spalin:

$$M_{sp_{min}} = M_{s_{CO_2}} + M_{s_{SO_2}} + M_{s_{N_2}} + M_{s_{Ar}} + M_{s_{H_2O}} \quad (3.12)$$

3.3 Produkty spalování s přebytkem vzduchu

V praxi však u spalovacích motorů ke stechiometrickému spalování nedochází. Zpravidla se spaluje s větším množstvím vzduchu. To je vyjádřeno součinitelem přebytku vzduchu α . Hodnota tohoto součinitele je dána především typem spalovacího zařízení. Pro spalovací motor Wartsila 9L46DF je podle technické dokumentace od výrobce součinitel přebytku vzduchu roven 1,8.

Výpočet množství jednotlivých složek z přebytku vzduchu ve spalinách:

$$M_{\alpha_{CO_2}} = (\alpha - 1) \cdot \sigma_{CO_2} \cdot M_{vs_{min}} \quad (3.13)$$

$$M_{\alpha_{N_2}} = (\alpha - 1) \cdot \sigma_{N_2} \cdot M_{vs_{min}} \quad (3.14)$$

$$M_{\alpha_{Ar}} = (\alpha - 1) \cdot \sigma_{Ar} \cdot M_{vs_{min}} \quad (3.15)$$

$$M_{\alpha_{H_2O}} = (\alpha - 1) \cdot x_m \cdot M_{vs_{min}} \quad (3.16)$$

$$M_{\alpha_{O_2}} = (\alpha - 1) \cdot \sigma_{O_2} \cdot M_{vs_{min}} \quad (3.17)$$

Výpočet celkového množství vzniklých spalin z přebytku vzduchu:

$$M_{sp\alpha} = M_{\alpha_{CO_2}} + M_{\alpha_{N_2}} + M_{\alpha_{Ar}} + M_{\alpha_{H_2O}} + M_{\alpha_{O_2}} \quad (3.18)$$

3.4 Celkové složení spalin na výstupu z motoru

Celkové složení spalin na výstupu z motoru se počítá jako součet množství jednotlivých složek spalin ze stechiometrického spalování a množství jednotlivých složek z přebytku vzduchu.

Výpočet celkového množství CO₂ ve spalinách:

$$M_{c_{CO_2}} = M_{s_{CO_2}} + M_{\alpha_{CO_2}} \quad (3.19)$$

Výpočet celkového množství N₂ ve spalinách:

$$M_{c_{N_2}} = M_{s_{N_2}} + M_{\alpha_{N_2}} \quad (3.20)$$

Výpočet celkového množství SO₂ ve spalinách:

$$M_{c_{SO_2}} = M_{s_{SO_2}} \quad (3.21)$$

Výpočet celkového množství Ar ve spalinách:

$$M_{c_{Ar}} = M_{s_{Ar}} + M_{\alpha_{Ar}} \quad (3.22)$$

Výpočet celkového množství O₂ ve spalinách:

$$M_{c_{O_2}} = M_{\alpha_{O_2}} \quad (3.23)$$

Výpočet celkového množství H₂O ve spalinách:

$$M_{c_{H_2O}} = M_{s_{H_2O}} + M_{\alpha_{H_2O}} \quad (3.24)$$

Výpočet celkového množství spalin:

$$M_{spc} = M_{sp_{min}} + M_{sp\alpha} \quad (3.25)$$

Nyní už lze vypočítat hmotnostní podíly jednotlivých složek ve spalinách. Ty jsou potřebné pro určení dalších parametrů spalin a dále pro návrh spalínového kotle.

Výpočet hmotnostního podílu CO₂ ve spalinách:

$$\sigma_{sp_{CO_2}} = \frac{M_{c_{CO_2}}}{M_{spc}} \cdot 100 \quad (3.26)$$

Výpočet hmotnostního podílu SO₂ ve spalinách:

$$\sigma_{sp_{SO_2}} = \frac{M_{c_{SO_2}}}{M_{spc}} \cdot 100 \quad (3.27)$$

Výpočet hmotnostního podílu N₂ ve spalinách:

$$\sigma_{sp_{N_2}} = \frac{M_{c_{N_2}}}{M_{spc}} \cdot 100 \quad (3.28)$$

Výpočet hmotnostního podílu Ar ve spalinách:

$$\sigma_{sp_{Ar}} = \frac{M_{c_{Ar}}}{M_{spc}} \cdot 100 \quad (3.29)$$

Výpočet hmotnostního podílu O₂ ve spalinách:

$$\sigma_{sp_{O_2}} = \frac{M_{c_{O_2}}}{M_{spc}} \cdot 100 \quad (3.30)$$

Výpočet hmotnostního podílu H₂O ve spalinách:

$$\sigma_{sp_{H_2O}} = \frac{M_{c_{H_2O}}}{M_{spc}} \cdot 100 \quad (3.31)$$

Pro přepočítání hmotnostních podílů jednotlivých složek na objemové podíly je třeba znát molární hmotnosti těchto složek. Ty jsou uvedeny v tabulce 7.

Tabulka 7 Molární hmotnosti jednotlivých složek ve spalinách [12]

M _i	O ₂	H ₂ O	N ₂	SO ₂	CO ₂	Ar
[kg/kmol]	31,999	18,015	28,013	64,059	44,009	39,948

$$\sum \frac{\sigma_i}{M_i} = \frac{\sigma_{sp_{CO_2}}}{M_{CO_2}} + \frac{\sigma_{sp_{N_2}}}{M_{N_2}} + \frac{\sigma_{sp_{SO_2}}}{M_{SO_2}} + \frac{\sigma_{sp_{Ar}}}{M_{Ar}} + \frac{\sigma_{sp_{H_2O}}}{M_{H_2O}} + \frac{\sigma_{sp_{O_2}}}{M_{O_2}} \quad (3.32)$$

Výpočet objemového podílu CO₂ ve spalínách:

$$\omega_{spCO_2} = \frac{\sigma_{spCO_2}}{M_{CO_2}} \cdot \frac{1}{\sum \frac{\sigma_i}{M_i}} \quad (3.33)$$

Výpočet objemového podílu SO₂ ve spalínách:

$$\omega_{spSO_2} = \frac{\sigma_{spSO_2}}{M_{SO_2}} \cdot \frac{1}{\sum \frac{\sigma_i}{M_i}} \quad (3.34)$$

Výpočet objemového podílu N₂ ve spalínách:

$$\omega_{spN_2} = \frac{\sigma_{spN_2}}{M_{N_2}} \cdot \frac{1}{\sum \frac{\sigma_i}{M_i}} \quad (3.35)$$

Výpočet objemového podílu Ar ve spalínách:

$$\omega_{spAr} = \frac{\sigma_{spAr}}{M_{Ar}} \cdot \frac{1}{\sum \frac{\sigma_i}{M_i}} \quad (3.36)$$

Výpočet objemového podílu O₂ ve spalínách:

$$\omega_{spO_2} = \frac{\sigma_{spO_2}}{M_{O_2}} \cdot \frac{1}{\sum \frac{\sigma_i}{M_i}} \quad (3.37)$$

Výpočet objemového podílu H₂O ve spalínách:

$$\omega_{spH_2O} = \frac{\sigma_{spH_2O}}{M_{H_2O}} \cdot \frac{1}{\sum \frac{\sigma_i}{M_i}} \quad (3.38)$$

3.5 Spotřeba paliva

Množství paliva spotřebovaného za jednotku lze vypočítat pomocí generovaného výkonu P_G (tabulka 3), výhřevnosti paliva Q_i^r (tabulka.4) a měrné spotřeby tepla q_t (tabulka 3).

$$\dot{m}_{pal} = \frac{q_t}{1000} \cdot Q_i^r \cdot P_G \quad (3.39)$$

3.6 Hmotnostní průtok vzniklých spalin na výstupu

Pro výpočet hmotnostního průtoku spalin je nutné znát celkové množství spalin a množství paliva spotřebovaného za jednotku času. Protože se uvažuje souběžné spalování v 5 motorech, které budou zároveň produkovat spaliny, bude vypočítán hmotnostní průtok podle následujícího vzorce.

$$M_{sp} = 5 \cdot M_{spc} \cdot \dot{m}_{pal} \quad (3.40)$$

3.7 Parametry spalin na výstupu z motoru

Závěrečným výstupem této kapitoly budou parametry vzniklých spalin, jako je teplota, entalpie a měrná tepelná kapacita.

3.7.1 Teplota spalin

V technické specifikaci vybraného typu motoru je uvedeno, že teplota spalin při maximálním zatížení by měla dosahovat okolo 360 °C. Na základě rady školitele byla stanovena teplota spalin pro tento výpočet o něco vyšší. Jedním z důvodů je, že teplota uvedená v dokumentaci stroje byla naměřena ve zkušebně na novém motoru. Vlivem budoucího opotřebení součástí motoru se teplota spalin na výstupu bude zvyšovat. Tudíž byla pro výpočet stanovena teplota 380 °C.

3.7.2 Entalpie spalin

Pro výpočet entalpie spalin je potřebné znát entalpie jednotlivých složek při dané teplotě. Tyto hodnoty byly zjištěny z termodynamických tabulek.

Tabulka 8 Entalpie složek spalin při teplotě 380 °C [12]

i_i	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
[kJ/kg]	563,99	1240,34	684,18	613,11

$$i_{sp} = \sum i_i \cdot \sigma_{sp_i} \quad (3.41)$$

3.7.3 Měrná tepelná kapacita spalin

Hodnoty měrných tepelných kapacit jednotlivých složek spalin pro danou teplotu byly vypočteny pomocí polynomů, které jsou uvedeny v příloze č.1.

Tabulka 9 Měrná tepelná kapacita složek spalin při teplotě 380 °C

c_{P_i}	CO ₂	H ₂ O	N ₂	SO ₂	O ₂	Ar
[kJ/kg·K]	1,1040	2,0513	1,0865	0,7771	1,0181	0,5190

$$c_p = \sum c_{P_i} \cdot \sigma_{sp_i} \quad (3.42)$$

Tabulka 10 Přehled dílčích výsledků

Název	Označení	Rovnice	Jednotky	Hodnota
Produkty stechiometrického spalování				
Minimální spotřeba kyslíku	M_{O_2}	(3.4)	[kg _{O2} /kg _{pal}]	3,276
Minimální množství suchého vzduchu	$M_{vs_{min}}$	(3.5)	[kg _{vs} /kg _{pal}]	14,155
Minimální množství vlhkého vzduchu	$M_{vv_{min}}$	(3.6)	[kg _{vv} /kg _{pal}]	14,279
Množství CO ₂ ve spalinách	M_{sCO_2}	(3.7)	[kg _{CO2} /kg _{pal}]	3,158
Množství SO ₂ ve spalinách	M_{sSO_2}	(3.8)	[kg _{SO2} /kg _{pal}]	0,002
Množství N ₂ ve spalinách	M_{sN_2}	(3.9)	[kg _{N2} /kg _{pal}]	10,693
Množství Ar ve spalinách	M_{sAr}	(3.10)	[kg _{Ar} /kg _{pal}]	0,182
Množství H ₂ O ve spalinách	M_{sH_2O}	(3.11)	[kg _{H2O} /kg _{pal}]	1,24
Minimální množství spalin	$M_{sp_{min}}$	(3.12)	[kg _{sp} /kg _{pal}]	15,28
Přírůstky složek při spalování s přebytkem vzduchu				
Množství CO ₂ z přebytku vzduchu	$M_{\alpha_{CO_2}}$	(3.13)	[kg _{CO2} /kg _{pal}]	0,005
Množství N ₂ z přebytku vzduchu	$M_{\alpha_{N_2}}$	(3.14)	[kg _{N2} /kg _{pal}]	8,553
Množství Ar z přebytku vzduchu	$M_{\alpha_{Ar}}$	(3.15)	[kg _{Ar} /kg _{pal}]	0,145
Množství H ₂ O z přebytku vzduchu	$M_{\alpha_{H_2O}}$	(3.16)	[kg _{H2O} /kg _{pal}]	0,099
Množství O ₂ z přebytku vzduchu	$M_{\alpha_{O_2}}$	(3.17)	[kg _{O2} /kg _{pal}]	2,621
Celkové množství spalin z přebytku vzduchu	$M_{sp_{\alpha}}$	(3.18)	[kg _{sp} /kg _{pal}]	11,423
Celkové množství složek ve spalinách				
Celkové množství CO ₂ ve spalinách	M_{cCO_2}	(3.19)	[kg _{CO2} /kg _{pal}]	3,163
Celkové množství N ₂ ve spalinách	M_{cN_2}	(3.20)	[kg _{N2} /kg _{pal}]	19,246
Celkové množství SO ₂ ve spalinách	M_{cSO_2}	(3.21)	[kg _{SO2} /kg _{pal}]	0,002
Celkové množství Ar ve spalinách	M_{cAr}	(3.22)	[kg _{Ar} /kg _{pal}]	0,327
Celkové množství O ₂ ve spalinách	M_{cO_2}	(3.23)	[kg _{O2} /kg _{pal}]	2,621
Celkové množství H ₂ O ve spalinách	M_{cH_2O}	(3.24)	[kg _{H2O} /kg _{pal}]	1,34
Celkové množství spalin	M_{sp_c}	(3.25)	[kg _{sp} /kg _{pal}]	26,699
Hmotnostní podíl složek ve spalinách				
Hmotnostní podíl CO ₂ ve spalinách	$\sigma_{sp_{CO_2}}$	(3.26)	[% hm.]	11,85
Hmotnostní podíl SO ₂ ve spalinách	$\sigma_{sp_{SO_2}}$	(3.27)	[% hm.]	0,01
Hmotnostní podíl N ₂ ve spalinách	$\sigma_{sp_{N_2}}$	(3.28)	[% hm.]	72,08
Hmotnostní podíl Ar ve spalinách	$\sigma_{sp_{Ar}}$	(3.29)	[% hm.]	1,22
Hmotnostní podíl O ₂ ve spalinách	$\sigma_{sp_{O_2}}$	(3.30)	[% hm.]	9,82
Hmotnostní podíl H ₂ O ve spalinách	$\sigma_{sp_{H_2O}}$	(3.31)	[% hm.]	5,02
Objemový podíl složek ve spalinách				
Objemový podíl CO ₂ ve spalinách	$\omega_{sp_{CO_2}}$	(3.33)	[% obj.]	7,78

Objemový podíl SO ₂ ve spalinách	$\omega_{sp_{SO_2}}$	(3.34)(3.33)	[% obj.]	0,003
Objemový podíl N ₂ ve spalinách	$\omega_{sp_{N_2}}$	(3.35)	[% obj.]	74,4
Objemový podíl Ar ve spalinách	$\omega_{sp_{Ar}}$	(3.36)	[% obj.]	0,89
Objemový podíl O ₂ ve spalinách	$\omega_{sp_{O_2}}$	(3.37)	[% obj.]	8,87
Objemový podíl H ₂ O ve spalinách	$\omega_{sp_{H_2O}}$	(3.38)	[% obj.]	8,06
Hmotnostní tok paliva a spalin				
Hmotnostní tok paliva	\dot{m}_{pal}	(3.39)	[kg/s]	0,530
hmotnostní tok spalin z 5 motorů	M_{sp}	(3.40)	[kg _{sp} /s]	70,81
Parametry spalin na výstupu z motoru				
Teplota spalin	t_{sp}		[°]	380
Entalpie spalin	i_{sp}	(3.41)	[kJ/kg]	682,47
Měrná tepelná kapacita spalin	$c_{p,sp}$	(3.42)	[kJ/kg·K]	1,1233

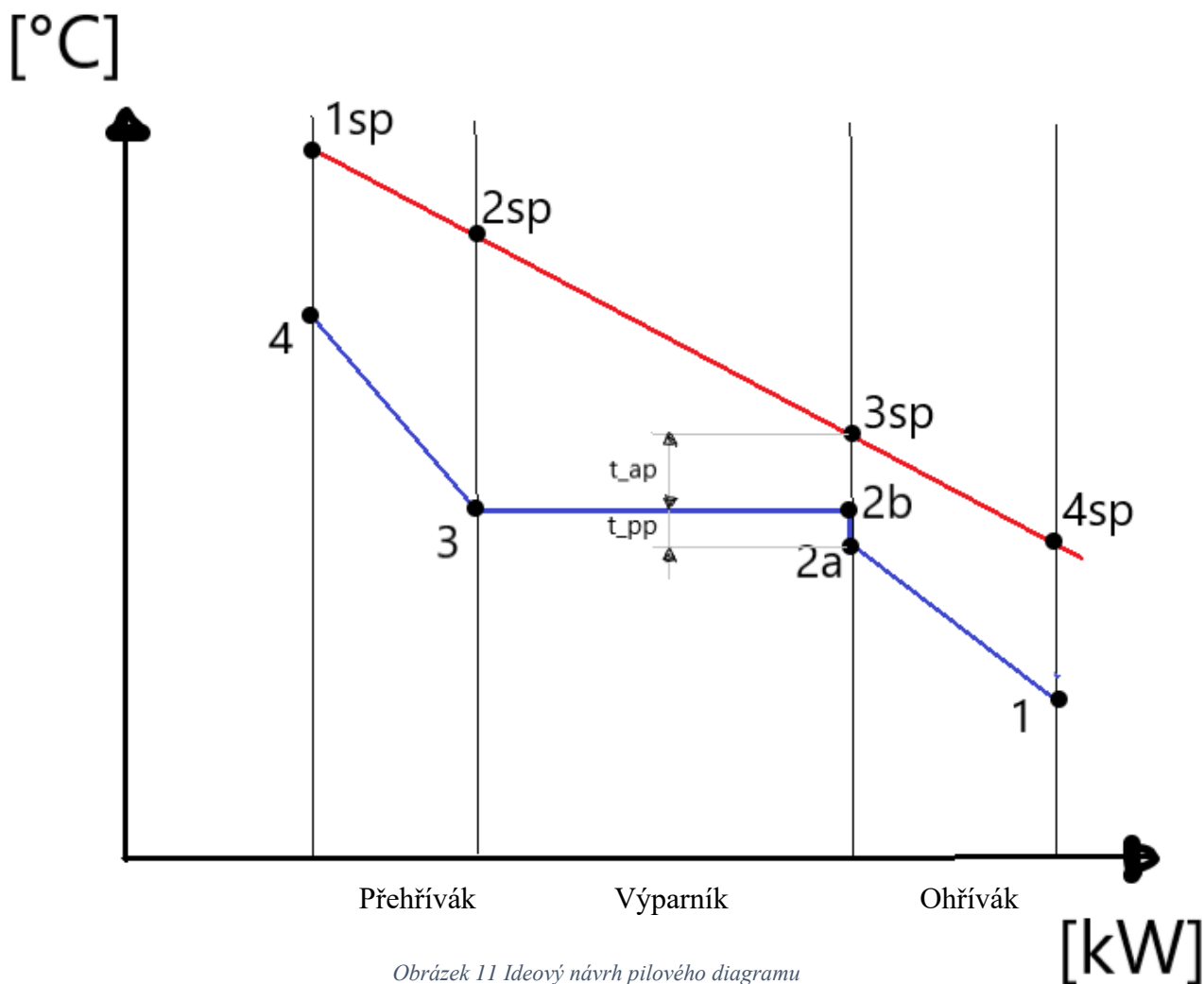
4. Kotel na odpadní teplo

Kotel na odpadní teplo bude produkovat vysokotlakovou (VT) a nízkotlakovou (NT) páru. Jak lze vidět na obrázku č. 6, je složen ze 2 ohříváků, 2 výparníků a 2 přehříváků. Vysokotlaková pára bude mít na výstupu z kotle teplotu 300 °C a tlak 20 bar. Tato pára bude dále využita ve všech modulech parní turbíny. Nízkotlaková pára bude mít na výstupu z kotle teplotu 190 °C a tlak 2 bar. Nízkotlaková pára bude přivedena za druhý modul parní turbíny, kde bude smíchána s párou vysokotlakou. Společně pak povedou do třetího NT modulu turbíny.

Parametry pro VT a NT část budou počítány podle stejného postupu. Proto budou potřebné vztahy uvedeny pouze jednou a ve zpracovaných tabulkách zadaných a vypočítaných hodnot bude sloupeň pro VT a NT část.

4.1 Předběžný pilový diagram

Na obrázku níže si můžete všimnout ideového náčrtu pilového diagramu. Konečný pilový diagram bude mít pro VT a NT část vizuálně podobný průběh, ale samozřejmě s rozdílnými hodnotami jednotlivých bodů.



Tabulka 11 Známé a zvolené parametry páry a spalín

Název	Označení	Jednotky	Hodnota	
			VT	NT
Známé parametry				
Hmotnostní průtok spalín	M_{sp}	[kg _{sp} /s]	14,162	14,162
Teplota spalín na výstupu motoru	t_{1sp}	[°C]	380	203,29
Entalpie spalín na výstupu motoru	i_{1sp}	[kJ/kg]	682,47	489,43
Měrná tepelná kapacita spalín na výstupu z motoru	$c_{p,1sp}$	[kJ/kg·K]	1,12336	1,07457
Suchost páry na výstupu z výparníku	x_3	[-]	1	1
Suchost páry na vstupu do výparníku	x_{2b}	[-]	0	0
Zvolené parametry				
Teplota napájecí vody;	t_1	[°C]	105	65
Teplota páry na výstupu z kotle	t_4	[°C]	300	190
Tlak páry na výstupu z kotle	p_4	[bar]	20	2
Pinch point	t_{pp}	[°C]	10	5
Approach point	t_{ap}	[°C]	20	10
Tlaková ztráta přehříváku	$\Delta p_{př}$	[bar]	2	0,2
Tlaková ztráta ekonomizéru	Δp_{eko}	[bar]	1	0,1

4.2 Parametry páry

S ohledem na další výpočty je nutné stanovit parametry páry/vody v jednotlivých bodech pilového diagramu. Jedná se především o hodnoty teploty, tlaku a entalpie. Pro stanovení potřebných hodnot byl použit program X-steam.

BOD 4

$$i_4 = f(t_4; p_4) \quad (4.1)$$

BOD 3

$$x_3 = 1$$

$$p_3 = p_4 + \Delta p_{př} \quad (4.2)$$

$$i_3 = f(x_3; p_3) \quad (4.3)$$

BOD 2b

$$x_{2b} = 0$$

$$p_{2b} = p_3 \quad (4.4)$$

$$i_{2b} = f(x_{2b}; p_{2b}) \quad (4.5)$$

$$t_{2b} = f(p_{2b}; i_{2b}) \quad (4.6)$$

BOD 1

$$p_1 = p_{2b} + \Delta p_{eko} \quad (4.7)$$

$$i_1 = f(t_1; p_1) \quad (4.8)$$

4.3 Množství páry

$$\dot{m}_p = \frac{M_{sp} \cdot c_{p,(1sp-3sp)} \cdot (t_{1,sp} - t_{3,sp})}{i_4 - i_2} \quad (4.9)$$

$$c_{p,(1sp-3sp)} = \frac{c_{p,1sp} + c_{p,3sp}}{2} \quad (4.10)$$

4.4 Výkon jednotlivých částí kotle

$$Q_{VÝP} = \dot{m}_p \cdot (i_3 - i_{2a}) \quad (4.11)$$

$$Q_{PŘ} = \dot{m}_p \cdot (i_4 - i_3) \quad (4.12)$$

$$Q_{EKO,VT} = \dot{m}_p \cdot (i_{2b} - i_1) \quad (4.13)$$

$$Q_{EKO,NT} = \dot{m}_p \cdot (i_{2b} - i_1) + Q_{EKO,VT} \quad (4.14)$$

Tabulka 12 Dílčí výsledky

Název	Označení	Jednotky	Rovnice	Hodnota	
				VT	NT
Entalpie páry v bodu 4	i_4	[kJ/kg]	(4.1)	3024,25	2850,62
Tlak páry v bodu 3	p_3	[bar]	(4.2)	22	2,2
Entalpie páry v bodu 3	i_3	[kJ/kg]	(4.3)	2800,20	2710,62
Tlak vody v bodu 2b	p_{2b}	[bar]	(4.4)	22	2,2
Entalpie vody v bodu 2b	i_{2b}	[kJ/kg]	(4.5)	930,98	517,62
Teplota vody v bodu 2b	t_{2b}	[°C]	(4.6)	217,25	123,26
Tlak vody v bodu 1	p_1	[bar]	(4.7)	23	2,3
Entalpie vody v bodu 1	i_1	[kJ/kg]	(4.8)	441,83	272,25
Hmotnostní průtok vyrobené páry	\dot{m}_p	[kg/s]	(4.9)	5,327	2,265
Měrná tepelná kapacita (střední hodnota mezi body 1sp a 3sp)	$c_{p,(1sp-3sp)}$	[kJ/kg·K]	(4.10)	1,1034	1,0657
Výkon výparníku	$Q_{VÝP}$	[kW]	(4.11)	10199	5015
Výkon přehříváku	$Q_{PŘ}$	[kW]	(4.12)	1193	317
Výkon ekonomizéru VT části	$Q_{EKO,VT}$	[kW]	(4.13)	2605	-
Výkon ekonomizéru NT části	$Q_{EKO,NT}$	[kW]	(4.13)	-	3161

4.5 Parametry spalin

BOD 3sp

$$t_{3,sp} = t_{2b} + t_{ap} \quad (4.15)$$

Pro výpočet entalpie spalin v bodu 3sp je potřeba znát entalpie jednotlivých složek spalin při dané teplotě. Jelikož je výpočet proveden pro VT a NT část kotle podle stejného postupu, budou vždy uvedeny tabulky s potřebnými hodnotami entalpií a měrných tepelných kapacit pro obě části.

Tabulka 13 Entalpie složek spalin při teplotě 237,25 °C pro výpočet VT části

i_i	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
[kJ/kg]	412,07	945,27	531,24	470,81

Tabulka 14 Entalpie složek spalin při teplotě 133,26 °C pro výpočet NT části

i_i	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
[kJ/kg]	309,82	753,16	421,99	371,15

$$i_{3sp} = \sum i_i \cdot \sigma_{sp_i} \quad (4.16)$$

Hodnoty měrných tepelných kapacit pro danou teplotu spalin byly vypočteny pomocí polynomů, které jsou uvedeny v příloze č.1.

Tabulka 15 Měrná tepelná kapacita složek spalin při teplotě 237,25 °C pro výpočet VT části

c_{P_i}	CO ₂	H ₂ O	N ₂	SO ₂	O ₂	Ar
[kJ/kg·K]	1,020635	1,960651	1,057244	0,735787	0,973881	0,519

Tabulka 16 Měrná tepelná kapacita složek spalin při teplotě 133,26 °C pro výpočet NT části

c_{P_i}	CO ₂	H ₂ O	N ₂	SO ₂	O ₂	Ar
[kJ/kg·K]	0,94538	1,90112	1,04263	0,71243	0,93615	0,519

$$c_{p,3sp} = \sum c_{P_i} \cdot \sigma_{sp_i} \quad (4.17)$$

BOD 1sp

Tabulka 17 Entalpie složek spalin při teplotě 380 °C pro výpočet VT části

i_i	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
[kJ/kg]	412,07	945,27	531,24	470,81

Tabulka 18 Entalpie složek spalín při teplotě 203,29 °C pro výpočet NT části

i_i	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
[kJ/kg]	377,81	887,82	495,40	437,90

$$i_{1sp} = \sum i_i \cdot \sigma_{spi} \quad (4.18)$$

BOD 2sp

$$t_{2,sp} = t_{1,sp} - \frac{Q_{PŘ}}{M_{sp} \cdot c_{p,(1sp-3sp)}} \quad (4.19)$$

Tabulka 19 Entalpie složek spalín při teplotě 364,72 °C pro výpočet VT části

i_i	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
[kJ/kg]	547,18	1209,08	667,61	597,59

Tabulka 20 Entalpie složek spalín při teplotě 199,09 °C pro výpočet NT části

i_i	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
[kJ/kg]	373,63	879,67	490,98	433,85

$$i_{2sp} = \sum i_i \cdot \sigma_{spi} \quad (4.20)$$

BOD 4sp

$$t_{4,sp} = t_{3,sp} - \frac{Q_{EKO}}{M_{sp} \cdot c_{p,3sp}} \quad (4.21)$$

Tabulka 21 Entalpie složek spalín při teplotě 203,29 °C pro výpočet VT části

i_i	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
[kJ/kg]	377,81	887,82	495,4	437,9

Tabulka 22 Entalpie složek spalín při teplotě 91,04 °C pro výpočet NT části

i_i	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
[kJ/kg]	270,74	673,13	377,97	331,61

$$i_{4sp} = \sum i_i \cdot \sigma_{spi} \quad (4.22)$$

Tabulka 23 Dílčí výsledky

Název	Označení	Jednotky	Rovnice	Hodnota	
				VT	NT
Teplota spalin v bodu 3sp	$t_{3,sp}$	[°C]	(4.15)	237,25	133,26
Entalpie spalin v bodu 3sp	i_{3sp}	[kJ/kg]	(4.16)	525,44	415,15
Měrná tepelná kapacita v bodu 3sp	$c_{p,3sp}$	[kJ/kg·K]	(4.17)	1,0835	1,0573
Entalpie spalin v bodu 1sp	i_{1sp}	[kJ/kg]	(4.18)	682,47	489,43
Teplota spalin v bodu 2sp	$t_{2,sp}$	[°C]	(4.19)	364,72	199,09
Entalpie spalin v bodu 2sp	i_{2sp}	[kJ/kg]	(4.20)	665,44	484,94
Teplota spalin v bodu 4sp	$t_{4,sp}$	[°C]	(4.21)	203,29	91,04
Entalpie spalin v bodu 4sp	i_{4sp}	[kJ/kg]	(4.22)	489,43	370,88

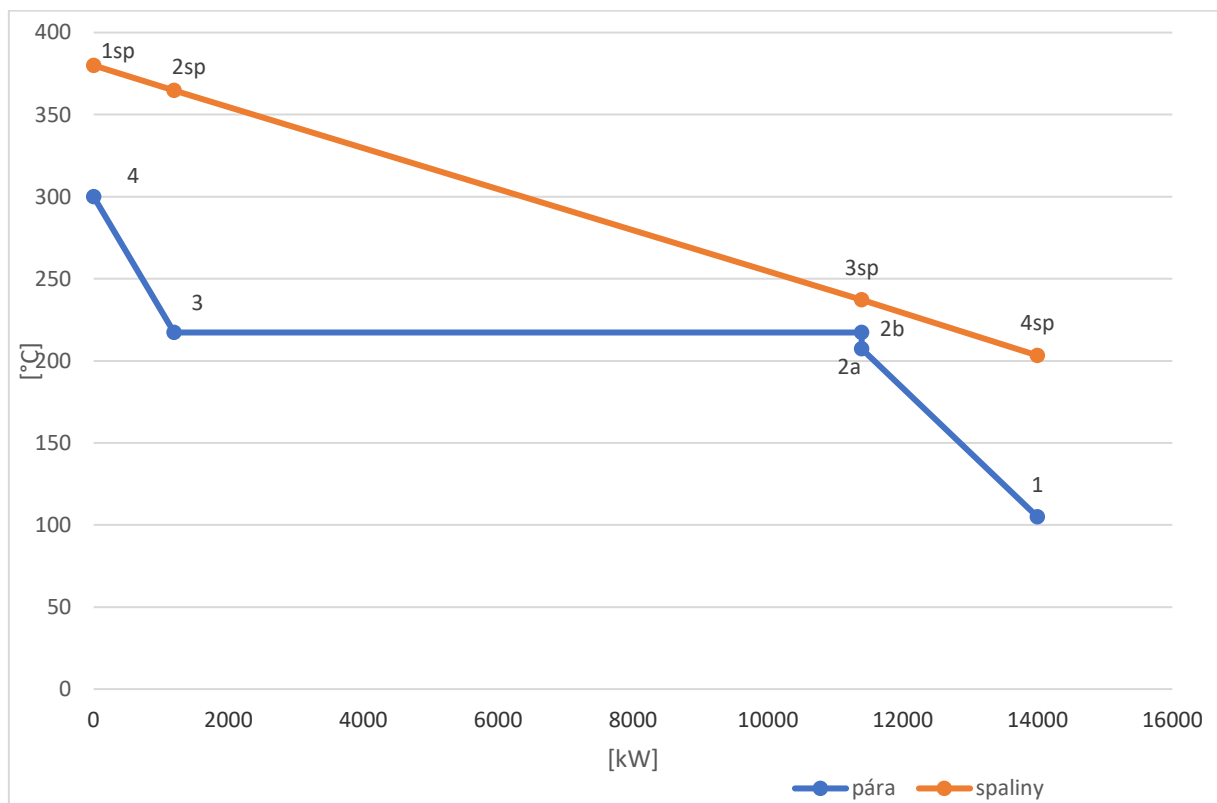
4.6 Konečný pilový diagram

Protože daný spalínový kotel vyrábí vysokotlakovou a zároveň nízkotlakovou páru, výstupem budou dva pilové diagramy. Výpočet obou částí se počítal stejným postupem, a proto jsou diagramy schematicky velmi podobné. Na následujících stranách jsou shrnuty v tabulkách parametry spalin a páry v jednotlivých bodech diagramu. K těmto tabulkám je přiložen i příslušný pilový diagram.

4.6.1 Vysokotlaká část

Pára	Teplota [°C]	Entalpie [kJ/kg]	Přijaté teplo [kW]
Bod 1	105	441,83	0
Bod 2a	207,25	885,35	1193,4
Bod 2b	207,25	930,98	11392,9
Bod 3	217,25	2800,20	11392,9
Bod 4	300	3024,25	13998,4

Spaliny	Teplota [°C]	Entalpie [kJ/kg]	Odevzdané teplo [kW]
Bod 1sp	380	682,47	0
Bod 2sp	364,72	665,44	1193,4
Bod 3sp	237,25	525,44	11392,9
Bod 4sp	203,29	489,43	13998,4

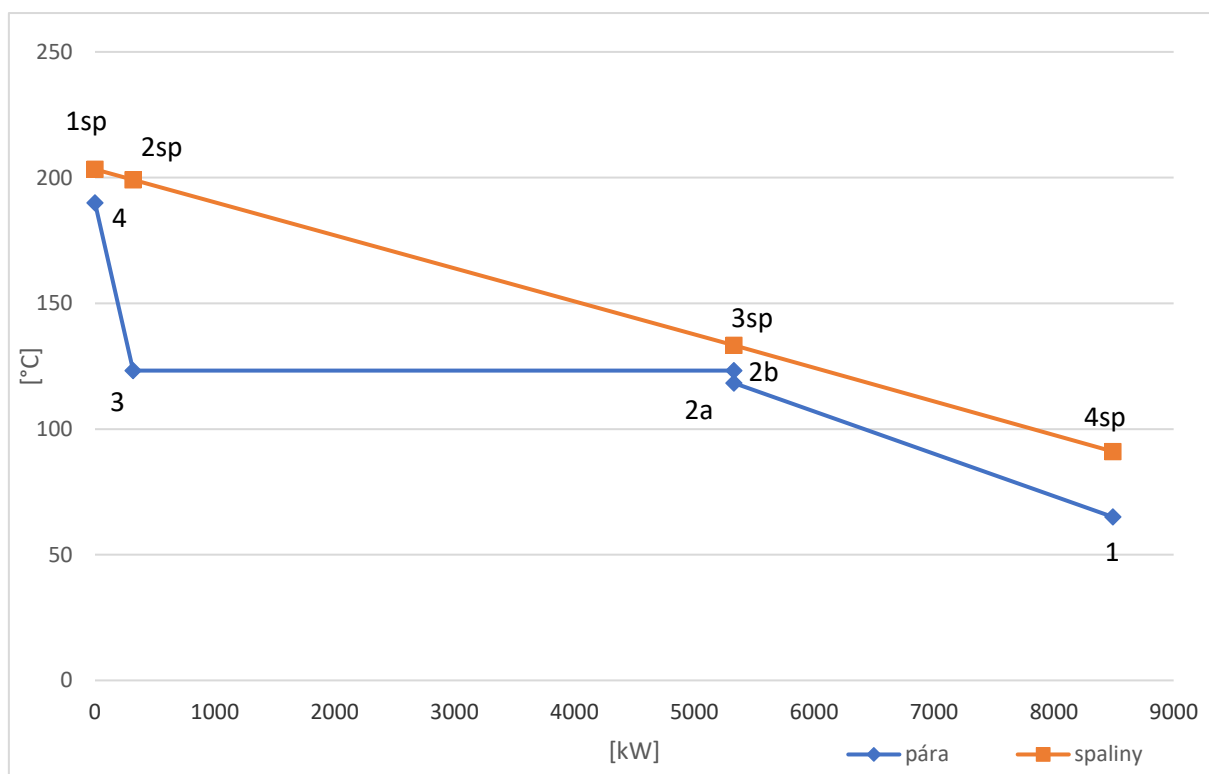


Obrázek 12 Pilový diagram spalínového kotle pro výrobu páry o teplotě 380 °C a tlaku 20 bar, VT část

4.6.2 Nízkotlaká část

Pára	Teplota [°C]	Entalpie [kJ/kg]	Přijaté teplo [kW]
Bod 1	65	272,25	0
Bod 2a	118,26	496,43	317,11
Bod 2b	123,26	517,62	5332,5
Bod 3	123,26	2710,62	5332,5
Bod 4	190	2850,62	8493,77

Spaliny	Teplota [°C]	Entalpie [kJ/kg]	Odevzdané teplo [kW]
Bod 1sp	203,29	489,43	0
Bod 2sp	199,09	484,94	317,11
Bod 3sp	133,26	415,15	5332,5
Bod 4sp	91,04	370,88	8493,77

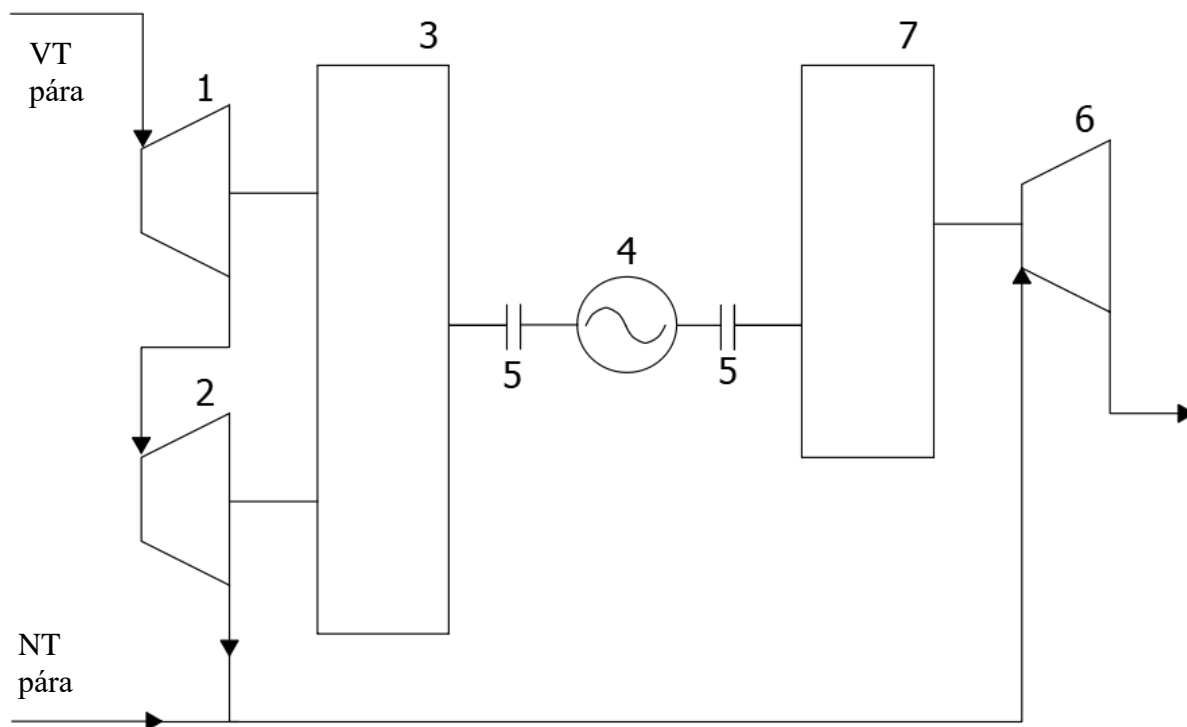


Obrázek 13 Pilový diagram spalínového kotle pro výrobu páry o teplotě 190 °C a tlaku 2 bar, NT část

5. Parní turbína

Zvolená parní turbína je složena celkem ze 3 hřídelí. Tato koncepce se používá z důvodu vyšší variability oběhu. Na obrázku č. 14 je znázorněno schématické zapojí parní turbíny ke generátoru.

5.1 Schéma zapojení



Obrázek 14 Schéma zapojení jednotlivých modulů turbíny

1) VT modul, 2) ST modul, 3) převodovka pro VT část, 4) generátor, 5) spojka, 6) NT modul, 7) převodovka pro NT část

Z obrázku 14 je patrné, že VT pára nejprve vstupuje do VT modulu parní turbíny, který disponuje jedním radiálním stupněm. Dále pára vstupuje do ST modulu, který se skládá ze 2 axiálních stupňů. Za ním už se do parovodního potrubí připojuje NT pára. Tato směs proudí do NT modulu parní turbíny, ve kterém probíhá třemi axiálními stupni. Na schématu si lze také všimnout, že VT a ST modul jsou připojeny k jedné integrované převodovce a dále přes spojku ke generátoru. NT modul je připojen k vlastní integrované převodovce a dále pomocí odpojitelné spojky ke generátoru. Tudíž je možné NT modul odstavit a na místo výroby elektrické energie použít přebytečné teplo pro vytápění nebo ohřev vody.

5.2 Předběžný výpočet

Tento výpočet výkonu turbíny bude pouze přibližný. Potřebné známé a zvolené parametry jsou napsány v tabulkách níže. Pro lepší přehlednost budou vždy hodnoty parametrů rozděleny do dvou tabulek. V první tabulce naleznete vstupní parametry pro jednotlivé stupně VT a ST modulu. V druhé tabulce pak budou hodnoty pro všechny stupně NT modulu. Analogicky pak budou vloženy tabulky s dílčími výsledky dané podkapitoly.

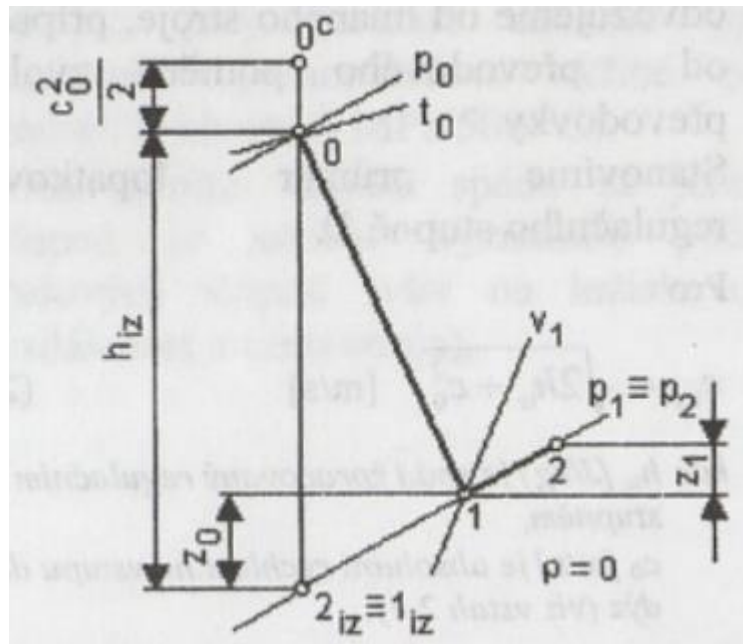
Tabulka 24 Známé a zvolené parametry, VT a ST modul

Název	Označení	Jednotky	Hodnota		
			VT 1. st.	ST 1. st.	ST 2. st.
Teplota vstupní páry	t_0	[°C]	300	215,32	155,38
Tlak páry na vstupu do stupně	p_0	[bar]	20	8,5	4,3
Tlak páry na výstupu ze stupně	p_2	[bar]	8,5	4,3	2
Hmotnostní průtok páry	\dot{m}_p	[kg/s]	5,327	5,327	5,327
Obvodová rychlost stupně	u	[m/s]	300	250	257
Střední průměr lopatkování	D	[mm]	350	360	370
Absolutní vstupní rychlost	c_0	[m/s]	30	30	30
Výstupní úhel z rozváděcí mříže	α_{1p}	[°]	13	13	13
Rychlostní součinitel statoru	φ	[-]	0,96	0,96	0,96
Redukovaná obvodová účinnost	η_u	[-]	0,79	0,82	0,82
Součinitel pro výpočet ztrát	k	[-]	3	2	2
Totální ostřík	ε	[-]	1	1	1

Tabulka 25 Známé a zvolené parametry, NT modul

Název	Označení	Jednotky	Hodnota		
			NT 1. st.	NT 2. st.	NT 3. st.
Teplota vstupní páry	t_0	[°C]	120,14	93,71	68,94
Tlak páry na vstupu do stupně	p_0	[bar]	1,5	0,8	0,3
Tlak páry na výstupu ze stupně	p_2	[bar]	0,8	0,3	0,1
Hmotnostní průtok páry	\dot{m}_p	[kg/s]	7,592	7,592	7,592
Obvodová rychlost stupně	u	[m/s]	270	300	343
Střední průměr lopatkování	D	[mm]	630	700	800
Absolutní vstupní rychlost	c_0	[m/s]	30	30	30
Výstupní úhel z rozváděcí mříže	α_{1p}	[°]	14	14	19
Rychlostní součinitel statoru	φ	[-]	0,96	0,96	0,96
Redukovaná obvodová účinnost	η_u	[-]	0,82	0,82	0,82
Součinitel pro výpočet ztrát	k	[-]	2	2	2
Totální ostřík	ε	[-]	1	1	1

Nejprve je pro předběžný výpočet zapotřebí sestavit průběh expanze v i-s diagramu.



Obrázek 15 Předběžný návrh expanze páry v regulačním stupni [14]

Nejprve je pro sestavení tohoto diagramu nutné zjistit parametry v bodě 0 pomocí známé teploty a tlaku.

$$i_0 = f(t_0; p_0) \quad (5.1)$$

$$s_0 = f(t_0; p_0) \quad (5.2)$$

$$v_0 = f(t_0; p_0) \quad (5.3)$$

Entropie v bodě 2_{iz} je shodná s entropií v bodě 0, protože se jedná o izoentropickou expanzi. V návaznosti na to už je možné dopočítat i entalpii v bodě 2_{iz}.

$$s_{2iz} = s_0 \quad (5.4)$$

$$i_{2iz} = f(p_{2iz}; s_{2iz}) \quad (5.5)$$

Výpočet otáček rotoru:

$$n = \frac{u}{\pi \cdot D} \quad (5.6)$$

Výpočet izoentropického spádu zpracovaného daným stupněm:

$$h_{iz} = i_0 - i_{2iz} \quad (5.7)$$

Výpočet izoentropické absolutní rychlosti páry na výstupu z dýzy:

$$c_{1iz} = \sqrt{2h_{iz} + c_0^2} \quad (5.8)$$

Výpočet rychlostního poměru:

$$x = \sqrt{\frac{u^2}{2h_{iz}}} \quad (5.9)$$

Dále je nutné zkontrolovat výstupní tlak p_2 za stupněm, zda není dosažen kritický tlakový poměr v dýze, což má vliv na tvar profilu kanálu.

$$p_{kr} = 0,546 \cdot p_0 \quad (5.10)$$

Platí-li $p_2 \geq p_{krit}$, pak nedochází ke kritickému proudění a není potřeba aplikovat rozšířenou dýzu. Při výpočtu však bylo zjištěno, že $p_2 < p_{kr}$, takže je nutné použít rozšířenou dýzu.

Výpočet ztráty ve statoru

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} \quad (5.11)$$

Pro další výpočet je zapotřebí stanovit parametry páry v bodě 1.

$$i_1 = i_{2iz} + z_0 \quad (5.12)$$

$$p_1 = p_2 \quad (5.13)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) \quad (5.14)$$

Výpočet absolutní ztráty třením a ventilací:

$$z_5 = \frac{k}{\dot{m}_p \cdot v_1} \quad (5.15)$$

Výpočet poměrné ztráty:

$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} \quad (5.16)$$

Výpočet vnitřní účinnosti stupně:

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 \quad (5.17)$$

Výpočet předběžného vnitřního výkonu stupně:

$$P_i = \dot{m}_p \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} \quad (5.18)$$

V poslední fázi předběžného výpočtu lze ještě stanovit parametry na konci expanze ve stupni.

$$i_2 = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{tdi} \cdot h_{iz} \quad (5.19)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) \quad (5.20)$$

$$s_2 = f(p_2; i_2) \quad (5.21)$$

$$t_2 = f(p_2; i_2) \quad (5.22)$$

Tabulka 26 Dílčí výsledky předběžného výpočtu pro VT a ST moduly

Název	Označení	Jednotky	Rovnice	Hodnota		
				VT 1. st.	ST 1. st.	ST 2. st.
Entalpie vstupní páry	i_0	[kJ/kg]	(5.1)	3024,25	2872,23	2762,35
Entropie vstupní páry	s_0	[kJ/kg·K]	(5.2)	6,768	6,858	6,921
Měrný objem vstupní páry	v_0	[m ³ /kg]	(5.3)	0,1255	0,2544	0,4433
Entropie na konci izoentropické expanze	s_{2iz}	[kJ/kg·K]	(5.4)	6,768	6,858	6,921
Entalpie na konci izoentropické expanze	i_{2iz}	[kJ/kg]	(5.5)	2829,18	2735,94	2625,19
Otáčky rotoru	n	[1/min]	(5.6)	16 370	13 263	13 263
Izoentropický spád ve stupni	h_{iz}	[kJ/kg]	(5.7)	195,069	136,290	137,168
Teoretická izoentropická absolutní rychlost páry	c_{1iz}	[m/s]	(5.8)	625,330	522,953	524,628
Rychlostní poměr	x	[-]	(5.9)	0,480	0,479	0,491
Kritický tlak	p_{kr}	[bar]	(5.10)	10,92	4,641	2,348
Ztráta ve statoru	z_0	[kJ/kg]	(5.11)	15,293	10,685	10,754
Entalpie v bodu 1	i_1	[kJ/kg]	(5.12)	2844,48	2746,63	2635,94
Tlak v bodu 1	p_1	[bar]	(5.13)	8,5	4,3	2
Měrný objem v bodu 1	v_1	[m ³ /kg]	(5.14)	0,2468	0,4348	0,857
Ztráta třením a ventilací	z_5	[kJ/kg]	(5.15)	2,282	0,864	0,438
Poměrná ztráta	ξ_5	[-]	(5.16)	0,012	0,006	0,003
Vnitřní účinnost stupně	η_{tdi}	[-]	(5.17)	0,778	0,814	0,817
Vnitřní výkon stupně	P_i	[kW]	(5.18)	808,68	590,68	596,78
Entalpie výstupní páry	i_2	[kJ/kg]	(5.19)	2872,88	2761,79	2650,76
Měrný objem výstupní páry	v_2	[m ³ /kg]	(5.20)	0,2546	0,4430	0,8634
Entropie výstupní páry	s_2	[kJ/kg·K]	(5.21)	6,860	6,919	6,986
Teplota výstupní páry	t_2	[°C]	(5.22)	215,66	155,08	120,21

Tabulka 27 Dílčí výsledky předběžného výpočtu pro NT modul

Název	Označení	Jednotky	Rovnice	Hodnota		
				NT 1. st.	NT 2. st.	NT 3. st.
Entalpie vstupní páry	i_0	[kJ/kg]	(5.1)	2750,49	2662,42	2535,11
Entropie vstupní páry	s_0	[kJ/kg·K]	(5.2)	7,367	7,426	7,506
Měrný objem vstupní páry	v_0	[m ³ /kg]	(5.3)	1,250	2,085	5,028
Entropie na konci izoentropické expanze	s_{2iz}	[kJ/kg·K]	(5.4)	7,367	7,426	7,506

Entalpie na konci izoentropické expanze	i_{2iz}	[kJ/kg]	(5.5)	2640,68	2507,82	2379,87
Otáčky rotoru	n	[1/min]	(5.6)	8185	8185	8185
Izoentropický spád ve stupni	h_{iz}	[kJ/kg]	(5.7)	109,82	154,6	156,24
Teoretická izoentropická absolutní rychlost páry	c_{1iz}	[m/s]	(5.8)	469,6	556,87	559,8
Rychlostní poměr	x	[-]	(5.9)	0,576	0,540	0,613
Ztráta ve statoru	z_0	[kJ/kg]	(5.11)	8,61	12,12	12,25
Entalpie v bodu 1	i_1	[kJ/kg]	(5.12)	2649,28	2519,94	2391,12
Tlak v bodu 1	p_1	[bar]	(5.13)	0,8	0,3	0,1
Měrný objem v bodu 1	v_1	[m ³ /kg]	(5.14)	2,073	4,994	13,488
Ztráta třením a ventilací	z_5	[kJ/kg]	(5.15)	0,127	0,053	0,020
Poměrná ztráta	ξ_5	[-]	(5.16)	0,001	0,0003	0,0001
Vnitřní účinnost stupně	η_{tdi}	[-]	(5.17)	0,819	0,820	0,820
Vnitřní výkon stupně	P_i	[kW]	(5.18)	682,642	962,022	972,473
Entalpie výstupní páry	i_2	[kJ/kg]	(5.19)	2661,02	2536,15	2407,46
Měrný objem výstupní páry	v_2	[m ³ /kg]	(5.20)	0,2546	0,4430	0,8634
Entropie výstupní páry	s_2	[kJ/kg·K]	(5.21)	7,423	7,509	7,596
Teplota výstupní páry	t_2	[°C]	(5.22)	93,485	69,095	45,808

5.3 Detailní výpočet

V tabulkách níže jsou uvedeny potřebné parametry pro výpočet detailního výpočtu jednotlivých stupňů parní turbíny.

Tabulka 28 Známé a zvolené parametry, VT a ST modul

Název	Označení	Jednotky	Hodnota		
			VT 1. st.	ST 1. st.	ST 2. st.
Entalpie vstupní páry	i_0	[kJ/kg]	3024,25	2872,23	2762,35
Entropie vstupní páry	s_0	[kJ/kg·K]	6,768	6,858	6,921
Teplota vstupní páry	t_0	[°C]	300	215,32	155,38
Tlak vstupní páry	p_0	[bar]	20	8,5	4,3
Tlak páry na výstupu ze stupně	p_2	[bar]	8,5	4,3	2
Hmotnostní průtok páry	\dot{m}_p	[kg/s]	5,327	5,327	5,327
Vstupní průměr	D_1	[mm]	330	360	370
Výstupní průměr	D_2	[mm]	270	360	370
Obvodová rychlost stupně	u_1	[m/s]	300	250	257
Otáčky rotoru	n	[1/min]	16 370	13 263	13 263
Stupeň reakce	ρ	[-]	0,1	0,1	0,1
Rychlostní součinitel statoru	φ	[-]	0,96	0,96	0,96
Rychlostní součinitel rotoru	ψ	[-]	0,91	0,92	0,93
Výstupní úhel absolutního proudu	$\alpha_{1,p}$	[°]	13	13	13
Výstupní úhel relativního proudu	β_2	[°]	156	156	156
Totální ostřík	\mathcal{E}	[-]	1	1	1

Izoentropický spád spád ve stupni	h_{iz}	[kJ/kg]	195,069	136,290	137,168
Ztráta ve satoru	z_0	[kJ/kg]	15,293	10,685	10,754
Přesah lopatek	Δl	[m]	0,003	0,003	0,003
Délka tětiny	c	[mm]	30	30	30
Poměr tětiny a rozteče	(s/c)	[-]	0,75	0,75	0,75
Úhel nastavení profilu	γ	[°]	35	35	35
koeficient	k_{tr}	[-]	0,0005	0,0005	0,0005
Počet segmentů po obvodu	z_{segm}	[-]	2	1	1
Průtokový součinitel	μ_1	[-]	0,5	0,5	0,5

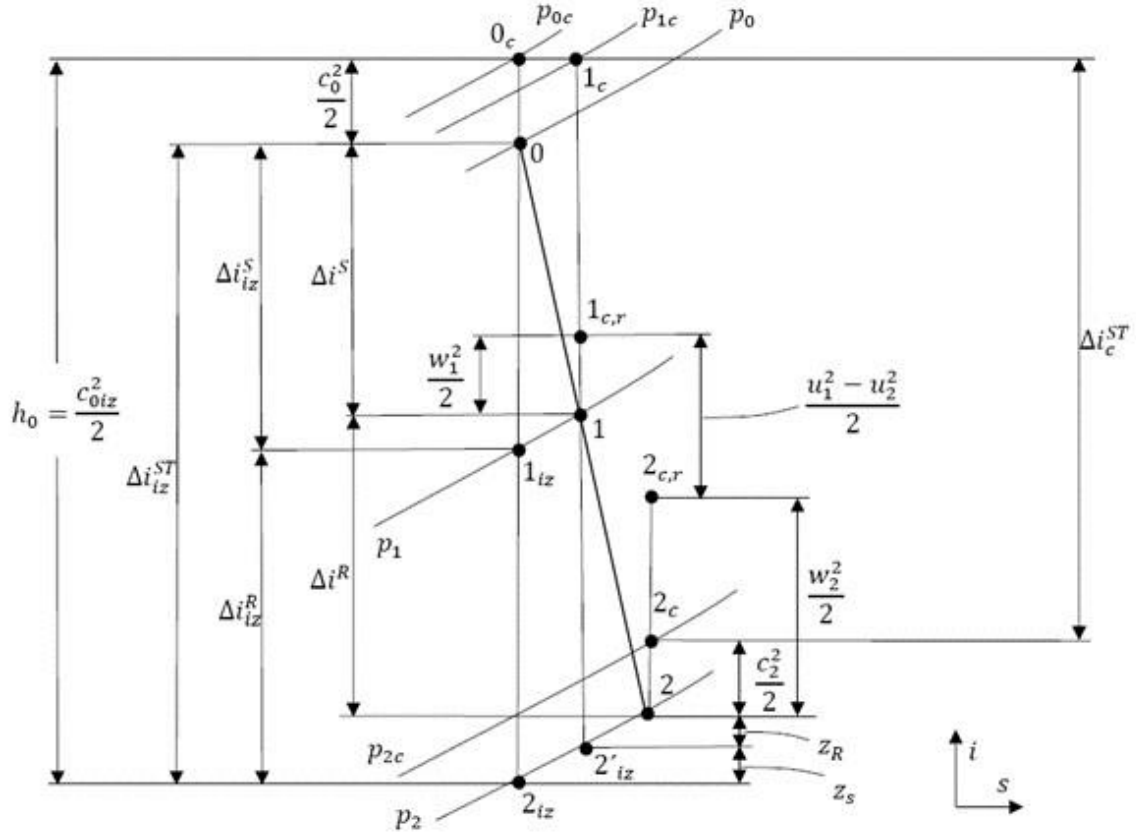
Tabulka 29 Znamé a zvolené parametry, NT modul

Název	Označení	Jednotky	Hodnota		
			NT 1. st.	NT 2. st.	NT 3. st.
Entalpie vstupní páry	i_0	[kJ/kg]	2750,49	2662,42	2535,11
Entropie vstupní páry	s_0	[kJ/kg·K]	7,367	7,426	7,506
Teplota vstupní páry	t_0	[°C]	120,14	93,71	68,94
Tlak vstupní páry	p_0	[bar]	1,5	0,8	0,3
Tlak páry na výstupu ze stupně	p_2	[bar]	0,8	0,3	0,1
Hmotnostní průtok páry	\dot{m}_p	[kg/s]	7,592	7,592	7,592
Vstupní průměr	D_1	[mm]	630	700	800
Obvodová rychlost stupně	u_1	[m/s]	270	300	343
Otáčky rotoru	n	[1/min]	8185,11	8185,11	8185,11
Stupeň reakce	ρ	[-]	0,1	0,2	0,5
Rychlostní součinitel satoru	φ	[-]	0,96	0,96	0,96
Rychlostní součinitel rotoru	ψ	[-]	0,93	0,93	0,93
Výstupní úhel absolutního proudu	$\alpha_{1,p}$	[°]	14	14	19
Výstupní úhel relativního proudu	β_2	[°]	155	157	150
Totální ostřík	\mathcal{E}	[-]	1	1	1
Izoentropický spád spád ve stupni	h_{iz}	[kJ/kg]	109,816	154,603	156,241
Ztráta ve satoru	z_0	[kJ/kg]	8,61	12,12	12,25
Přesah lopatek	Δl	[m]	0,003	0,003	0,003
Délka tětiny	c	[mm]	30	30	30
Poměr tětiny a rozteče	(s/c)	[-]	0,75	0,75	0,75
Úhel nastavení profilu	γ	[°]	35	35	35
koeficient	k_{tr}	[-]	0,0005	0,0005	0,0005
Počet segmentů po obvodu	z_{segm}	[-]	1	2	1
Průtokový součinitel	μ_1	[-]	0,5	0,5	0,5

Ze zvoleného výstupního průměru a otáček rotoru je dopočítána obvodová rychlost na výstupu ze stupně. Tento výpočet platí pouze pro stupeň VT modulu, protože má rozdílný vstupní a výstupní průměr.

$$u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n \quad (5.23)$$

Na obrázku č. 16 je znázorněn *i-s* diagram průběhu reálné a izoentropické expanze ve stupni. Pomocí tohoto diagramu budou dále vypočítány důležité parametry turbíny.



Obrázek 16 *i-s* diagram průběhu reálné a izoentropické expanze [15]

Nejprve je vypočítáno rozdělení tepelných spádů mezi stator a rotor pomocí následujících rovnic.

$$h_{iz} = \Delta i_{iz}^{ST}$$

$$h_{iz}^S = \Delta i_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} \quad (5.24)$$

$$h_{iz}^R = \Delta i_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} \quad (5.25)$$

Nyní lze dopočítat potřebné parametry v bodu 1_{iz} a následně i v bodu 1.

BOD 1_{iz}

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^S \quad (5.26)$$

$$s_{1iz} = s_0 \quad (5.27)$$

$$p_{1iz} = f(i_{1iz}; s_{1iz}) \quad (5.28)$$

BOD 1

$$i_1 = i_{1iz} + z_0 \quad (5.29)$$

$$p_1 = p_{1iz} \quad (5.30)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) \quad (5.31)$$

Je vhodné provést kontrolu tlaku p_1 s ohledem na kritické proudění dýzou.

$$a_1 = f(p_1; i_1) \quad (5.32)$$

$$i_{kr} = i_1 + \frac{a_1^2}{2} \quad (5.33)$$

$$p_{kr} = 0,546 \cdot p_0 \quad (5.34)$$

$$v_{kr} = f(p_{kr}; i_{kr}) \quad (5.35)$$

$$h_{iz,kr} = i_0 - i_{kr} \quad (5.36)$$

$$c_{kr} = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{iz,kr}} \quad (5.37)$$

V tomto výpočtu došlo k variantě, kdy $p_2 < p_{kr}$. To znamená, že dochází ke kritickému proudění a je nutné spočítat odklon proudu páry a stanovit nový úhel proudu α_1 . K tomu je ale ještě potřeba vypočítat rychlost páry na výstupu z dýzy c_1 .

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} \quad (5.38)$$

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} \quad (5.39)$$

$$\alpha_1 = \alpha_{1p} + \delta = \arcsin \left[\frac{v_1}{v_{kr}} \cdot \frac{c_{kr}}{c_1} \cdot \sin \alpha_{1p} \right] \quad (5.40)$$

Výpočet relativní rychlosti páry:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot \sin \alpha_1} \quad (5.41)$$

Složky vstupních rychlostí do obvodového směru:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (5.42)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u \quad (5.43)$$

Složky vstupních rychlostí do axiálního směru a úhel relativního proudu z dýzy:

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad (5.44)$$

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} \quad (5.45)$$

Výpočet teoretické výstupní relativní rychlosti páry:

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot h_{iz} + w_1^2} \quad (5.46)$$

Jelikož už je známá hodnota rychlosti relativní rychlosti páry w_1 , je možné dopočítat entalpie v bodech $1_{c,r}$ a $2_{c,r}$.

BOD $1_{c,r}$

$$i_{1c,r} = i_1 + \frac{w_1^2}{2} \quad (5.47)$$

BOD $2_{c,r}$

$$i_{2c,r} = i_{1c,r} - \frac{u_1^2 + u_2^2}{2} \quad (5.48)$$

Výpočet skutečné výstupní relativní rychlosti páry:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} \quad (5.49)$$

Výpočet absolutní rychlosti páry na výstupu z oběžných lopatek:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} \quad (5.50)$$

Složky výstupních rychlostí do obvodového směru:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(180 - \beta_2) \quad (5.51)$$

$$c_{2u} = w_{2u} + u \quad (5.52)$$

Složky výstupních rychlostí do axiálního směru:

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 \quad (5.53)$$

Výstupní úhel absolutního proudu rotoru lze spočítat pomocí rovnice:

$$\alpha_2 = 180 - \arcsin\left(\frac{c_{2a}}{c_2}\right) \quad (5.54)$$

V této chvíli už lze přejít k výpočtu průtočných průřezů stupně. Nejprve bude stanovena délka lopatek použitím rovnice kontinuity.

$$l_{0t} = \frac{\dot{m}_p \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} \quad (5.55)$$

Podle výsledné teoretické délky lopatky l_{0t} bude zvolena skutečná délka lopatky l_0 .

Délka oběžné lopatky bude vypočtena podle rovnice:

$$l_2 = \frac{\dot{m}_p \cdot v_2}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2} \quad (5.56)$$

Pro výpočet vstupní délky oběžné lopatky je potřeba si nejprve stanovit přesah lopatek, který je volen v rozmezí 1 až 3 milimetry. Pro tento výpočet byl zvolen přesah lopatek $\Delta l = 3$ mm.

$$l_1 = l_0 + \Delta l \quad (5.57)$$

Výpočet rozteče lopatek:

$$s = c \cdot \left(\frac{s}{c} \right) \quad (5.58)$$

Výpočet šířky lopatky:

$$B = c \cdot \cos \gamma \quad (5.59)$$

Počet lopatek bude vypočítán z následující rovnice za předpokladu, že se výsledek zaokrouhlí na celé číslo.

$$z = \frac{\pi \cdot D}{s} \quad (5.60)$$

Pro další výpočet je nutné spočítat také energetické ztráty v lopatkování.

Ztráta v rozváděcí mříži:

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) \quad (5.61)$$

Ztráta v oběžné lopatkové řadě:

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) \quad (5.62)$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} \quad (5.63)$$

Výpočet obvodové účinnosti stupně:

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2} \right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} \quad (5.64)$$

Pro výpočet vnitřní termodynamické účinnosti stupně je třeba stanovit jednotlivé poměrné ztráty.

$$\xi_5 = k_{tr} \cdot \frac{D^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right)^3 \quad (5.65)$$

$$S = \pi \cdot D \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 \quad (5.66)$$

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} \quad (5.67)$$

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right)^3 \quad (5.68)$$

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{c \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right) \cdot \eta_u \cdot z_{segm} \quad (5.69)$$

$$\xi_7 = 1,5 \cdot \frac{\mu_1 \cdot S_{1R} \cdot \eta_u}{S} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{\xi}}{1 - \rho}} \quad (5.70)$$

$$S_{1R} = \pi \cdot (D + l_1) \cdot \delta \quad (5.71)$$

$$\rho_{\xi} = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} \quad (5.72)$$

Výpočet vnitřní termodynamické účinnosti stupně:

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 \quad (5.73)$$

Výpočet vnitřního výkonu stupně:

$$P_i = \dot{m}_p \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} \quad (5.74)$$

Nyní je ještě nutné stanovit entalpii koncového bodu expanze pro výpočet dalších stupňů parní turbíny.

$$i_{2c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_{iz} \cdot \eta_{tdi} \quad (5.75)$$

Tabulka 30 Dílčí výsledky detailního výpočtu, VT a ST modul

Název	Označení	Jednotky	Rovnice	Hodnota		
				VT 1. st.	ST 1. st.	ST 2. st.
Obvodová rychlost	u_2	[m/s]	(5.23)	231	-	-
Izoentropický entalpický spád statoru	h_{iz}^S	[kJ/kg]	(5.24)	175,56	122,66	123,45
Izoentropický entalpický spád rotoru	h_{iz}^R	[kJ/kg]	(5.25)	19,5	13,62	13,72
Entalpie v bodu 1iz	i_{1iz}	[kJ/kg]	(5.26)	2848,69	2749,57	2638,90
Entropie v bodu 1iz	s_{1iz}	[kJ/kg·K]	(5.27)	6,768	6,858	6,921
Tlak v bodu 1iz	p_{1iz}	[bar]	(5.28)	9,33	4,63	2,17
Entalpie v bodu 1	i_1	[kJ/kg]	(5.29)	2863,98	2760,26	2649,66
Tlak v bodu 1	p_1	[bar]	(5.30)	9,33	4,63	2,17
Měrný objem v bodu 1	v_1	[m ³ /kg]	(5.31)	0,230	0,411	0,799
Rychlost zvuku v bodu 1	a_1	[m/s]	(5.32)	528	-	-
Entalpie krit. proudění	i_{kr}	[kJ/kg]	(5.33)	2884,85	-	-
Tlak kritického proudění	p_{kr}	[bar]	(5.34)	10,92	-	-
Měrný objem krit. proudění	v_{kr}	[m ³ /kg]	(5.35)	0,201	-	-
Izoentropický entalpický spád krit. proudění	$h_{iz,kr}$	[kJ/kg]	(5.36)	139,39	-	-
Rychlost krit. proudění	c_{kr}	[m/s]	(5.37)	-	-	-
Izoentropická rychlost na výstupu z dýzy	c_{1iz}	[m/s]	(5.38)	592,94	495,75	497,34
Absolutní rychlost na výstupu z dýzy	c_1	[m/s]	(5.39)	569,22	475,49	477,02
Výstupní úhel proudu	α_1	[°]	(5.40)	13,25	13	13
Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy	w_1	[m/s]	(5.41)	285,61	238,62	233,91
Obvodová složka absolutní rychlosti	c_{1u}	[m/s]	(5.42)	554,06	463,30	464,79
Obvodová složka relativní rychlosti	w_{1u}	[m/s]	(5.43)	254,06	213,30	207,85
Axiální složka absolutní rychlosti	c_{1a}	[m/s]	(5.44)	130,49	106,96	107,31
Axiální složka relativní rychlosti	w_{1a}	[m/s]	(5.44)	130,49	106,96	107,31
Úhel relativního proudu	β_1	[°]	(5.45)	27,19	26,63	27,31
Izoentropická rel. rychlost na výstupu z rotoru	w_{2iz}	[m/s]	(5.46)	338,723	265,65	261,59
Entalpie v bodu 1c,r	$i_{1c,r}$	[kJ/kg]	(5.47)	2904,77	2788,73	2667,01
Entalpie v bodu 2c,r	$i_{2c,r}$	[kJ/kg]	(5.48)	2886,55	2757,48	2644
Relativní rychlost na výstupu z rotoru	w_2	[m/s]	(5.49)	308,24	244,39	243,28
Absolutní rychlost na výstupu z rotoru	c_2	[m/s]	(5.50)	127,67	101,39	106,15
Obvodová složka relativní rychlosti	w_{2u}	[m/s]	(5.51)	281,18	223,89	221,72

Obvodová složka absolutní rychlosti	c_{2u}	[m/s]	(5.52)	18,82	26,10	35,23
Axiální složka relativní rychlosti	w_{2a}	[m/s]	(5.53)	126,28	97,97	100,14
Axiální složka absolutní rychlosti	c_{2a}	[m/s]	(5.53)	126,28	97,97	100,14
Výstupní úhel absolutního proudu	α_2	[°]	(5.54)	98,48	104,92	109,38
Vypočítaná délka výstupních lopatek	l_{0t}	[m]	(5.55)	0,009	0,018	0,034
Zvolená délka výstupních lopatek	l_0	[m]	(5.56)	0,013	0,020	0,034
Délka oběžných lopatek	l_2	[m]	(5.57)	0,017	0,025	0,040
Délka vstupních oběžných lopatek	l_1	[m]	(5.58)	0,016	0,023	0,037
Rozteč lopatek	s	[m]	(5.59)	0,023	0,023	0,023
Šířka lopatek	B	[m]	(5.60)	0,025	0,025	0,025
Počet lopatek	z	[ks]	(5.61)	46	50	52
Ztráta v rozváděcí mříži	z_0	[J/kg]	(5.62)	13,782	9,634	9,696
Ztráta v oběžné řadě lopatkování	z_1	[J/kg]	(5.63)	9,861	5,42	4,623
Ztráta výstupní rychlostí	z_c	[J/kg]	(5.64)	8,150	5,139	5,634
Obvodová účinnost stupně	η_u	[-]	(5.65)	0,8374	0,8523	0,8550
Poměrná ztráta ventilací	ξ_5	[-]	(5.66)	0,0016	0,0012	0,0008
Poměrná ztráta parciálním ostříkem	ξ_6	[-]	(5.67)	0,0164	0,0111	0,0128
Ventilační ztráta neostříkнутých lopatek	ξ_{61}	[-]	(5.68)	0	0	0
Ztráty vznikající na okrajích pásma ostříku	ξ_{62}	[-]	(5.69)	0,0164	0,0111	0,0128
Poměrná ztráta radiální mezerou	ξ_7	[-]	(5.70)	0,0377	0,0305	0,0217
Průřez radiální mezery	S_{1R}	[m ²]	(5.71)	0,00058	0,00067	0,00073
Stupeň reakce na špici lopatky	ρ_ξ	[-]	(5.72)	0,1416	0,1541	0,1821
Vnitřní termodynamická účinnost stupně	η_{tdi}	[-]	(5.73)	0,7816	0,8095	0,8197
Vnitřní výkon stupně	P_i	[kW]	(5.74)	812,14	587,67	598,91
Entalpie na konci expanze	i_{2c}	[kJ/kg]	(5.75)	2872,23	2762,35	2650,36

Tabulka 31 Dílčí výsledky detailního výpočtu, NT modul

Název	Označení	Jednotky	Rovnice	Hodnota		
				VT 1. st.	ST 1. st.	ST 2. st.
Izoentropický entalpický spád statoru	h_{iz}^S	[kJ/kg]	(5.24)	98,83	123,68	78,12
Izoentropický entalpický spád rotoru	h_{iz}^R	[kJ/kg]	(5.25)	10,98	30,92	78,12
Entalpie v bodu 1iz	i_{1iz}	[kJ/kg]	(5.26)	2651,66	2538,74	2456,99
Entropie v bodu 1iz	s_{1iz}	[kJ/kg·K]	(5.27)	7,367	7,426	7,506
Tlak v bodu 1iz	p_{1iz}	[bar]	(5.28)	0,855	0,368	0,176
Entalpie v bodu 1	i_1	[kJ/kg]	(5.29)	2660,27	2550,86	2469,24
Tlak v bodu 1	p_1	[bar]	(5.30)	0,855	0,368	0,176
Měrný objem v bodu 1	v_1	[m ³ /kg]	(5.31)	1,955	4,162	8,130
Izoentropická rychlost na výstupu z dýzy	c_{1iz}	[m/s]	(5.38)	445,1	497,8	395,8
Absolutní rychlost na výstupu z dýzy	c_1	[m/s]	(5.39)	426,8	477,4	379,5
Výstupní úhel proudu	α_1	[°]	(5.40)	14	14	19
Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy	w_1	[m/s]	(5.41)	177,3	200	124,6
Obvodová složka absolutní rychlosti	c_{1u}	[m/s]	(5.42)	414,1	463,3	358,8
Obvodová složka relativní rychlosti	w_{1u}	[m/s]	(5.43)	144,1	163,3	15,9
Axiální složka absolutní rychlosti	c_{1a}	[m/s]	(5.44)	103,3	115,5	123,5
Axiální složka relativní rychlosti	w_{1a}	[m/s]	(5.44)	103,3	115,5	123,5
Úhel relativního proudu	β_1	[°]	(5.45)	155	157	150
Izoentropická rel. rychlost na výstupu z rotoru	w_{2iz}	[m/s]	(5.46)	205,9	266,3	306
Entalpie v bodu 1c,r	$i_{1c,r}$	[kJ/kg]	(5.47)	2675,98	2570,86	2476,99
Entalpie v bodu 2c,r	$i_{2c,r}$	[kJ/kg]	(5.48)	2639,53	2525,86	2418,22
Relativní rychlost na výstupu z rotoru	w_2	[m/s]	(5.49)	191,5	247,7	284,6
Absolutní rychlost na výstupu z rotoru	c_2	[m/s]	(5.50)	125,9	120,6	171,9
Obvodová složka relativní rychlosti	w_{2u}	[m/s]	(5.51)	173,6	227,9	246,5
Obvodová složka absolutní rychlosti	c_{2u}	[m/s]	(5.52)	96,4	72	96,4
Axiální složka relativní rychlosti	w_{2a}	[m/s]	(5.53)	80,9	96,8	142,3
Axiální složka absolutní rychlosti	c_{2a}	[m/s]	(5.53)	80,9	96,8	142,3
Výstupní úhel absolutního proudu	α_2	[°]	(5.54)	139,9	126,7	124,1

Vypočítaná délka výstupních lopatek	l_{0t}	[m]	(5.55)	0,073	0,124	0,199
Zvolená délka výstupních lopatek	l_0	[m]	(5.56)	0,073	0,124	0,199
Délka oběžných lopatek	l_2	[m]	(5.57)	0,076	0,127	0,202
Délka vstupních oběžných lopatek	l_1	[m]	(5.58)	0,016	0,023	0,037
Rozteč lopatek	s	[m]	(5.59)	0,023	0,023	0,023
Šířka lopatek	B	[m]	(5.60)	0,025	0,025	0,025
Počet lopatek	z	[ks]	(5.61)	88	98	112
Ztráta v rozváděcí mříži	z_0	[J/kg]	(5.62)	7766,23	9714,32	6142,29
Ztráta v oběžné řadě lopatkování	z_1	[J/kg]	(5.63)	2865	4791	6325
Ztráta výstupní rychlostí	z_c	[J/kg]	(5.64)	7923	7276	14770
Obvodová účinnost stupně	η_u	[-]	(5.65)	0,8374	0,8523	0,8550
Poměrná ztráta ventilací	ξ_5	[-]	(5.66)	0,0010	0,00057	0,0004
Poměrná ztráta parciálním ostříkem	ξ_6	[-]	(5.67)	0,0362	0,0678	0,1651
Ventilační ztráta neostříknutých lopatek	ξ_{61}	[-]	(5.68)	0	0	0
Ztráty vznikající na okrajích pásma ostříku	ξ_{62}	[-]	(5.69)	0,0098	0,0184	0,0066
Poměrná ztráta radiální mezerou	ξ_7	[-]	(5.70)	0,0148	0,0141	0,0129
Průřez radiální mezery	S_{1R}	[m ²]	(5.71)	0,00184	0,00234	0,00315
Stupeň reakce na špici lopatky	ρ_ξ	[-]	(5.72)	0,1416	0,1541	0,1821
Vnitřní termodynamická účinnost stupně	η_{tdi}	[-]	(5.73)	0,8061	0,8264	0,8061
Vnitřní výkon stupně	P_i	[kW]	(5.74)	672	970	956
Entalpie na konci expanze	i_{2c}	[kJ/kg]	(5.75)	2662,42	2535,1	2409,61

6. Konstrukční řešení

6.1 Výpočet základních prvků

Pro zhotovení schematických podélných řezů jednotlivými moduly parní turbíny je potřeba vypočítat některé základní konstrukční prvky.

Tabulka 32 Známé hodnoty potřebné pro výpočet

Název	Označení	Jednotky	Hodnota		
			VT modul	ST modul	NT modul
Hmotnostní průtok páry	\dot{m}_p	[kg/s]	5,327	5,327	7,592
Měrný objem vstupní páry	v_0	[m ³ /kg]	0,1255	0,2544	1,250
Vstupní rychlost páry	c_0	[m/s]	30	30	30
Měrný objem výstupní páry	v_{2c}	[m ³ /kg]	0,2552	0,8652	13,3976
Výstupní rychlost páry	c_2	[m/s]	127,67	106,15	171,872
Otáčky rotoru turbíny	N	[1/min]	16370	13262	8185
	n	[1/s]	272,84	221,09	136,42

6.1.1 Vstupní a výstupní potrubí

V tabulce níže jsou uvedeny vstupní a výstupní průměry v jednotlivých modulech parní turbíny.

Tabulka 33 Průměr vstupního a výstupního potrubí

Název	Označení	Jednotky	Hodnota		
			VT modul	ST modul	NT modul
Průměr vstupního potrubí	D_{in}	[m]	0,150	0,250	2x 0,350
Průměr výstupního potrubí	D_{out}	[m]	0,250	0,350	1

6.1.2 Průměr hřídelí

Průměr hřídelí byl navrhnut tak, aby velikost obvodové rychlosti byla v rozmezí 80-90 m/s.

Pro zvolený průměr hřídele $D = 100$ mm vychází obvodová rychlost:

$$\omega = \pi \cdot D \cdot n = 85,71 \frac{m}{s} \quad (6.1)$$

Tento výsledek je v požadovaném intervalu, tudíž je možné použít navrhovaný průměr hřídele.

6.1.3 Návrh ložisek

Bude zde řešen návrh ložisek pro VT část, protože jsou zatěžovány největšími silami rychloběžného pastorku. Pro pastorek v NT části na ložiska nebudou kladeny tak velké požadavky.

Pro výpočet únosnosti ložiska je potřeba znát hodnotu dovoleného tlaku, hmotnost rotoru a vnitřní průměr ložiska. Vnitřní průměr ložiska je shodný s průměrem hřídele generátoru, tudíž $d_L = 100$ mm. Hmotnost rotorové soustavy je přibližně 100 kg. Největší zatížení ovšem působí vlivem vysokých hodnot tlaků. Dovolенý tlak byl stanoven po domluvě se školitelem na hodnotu 30 bar.

Tíhová síla rotorové soustavy:

$$F_g = m \cdot g = 981 \text{ N} \quad (6.2)$$

Minimální délka ložiska:

$$L_{\min} = \frac{F_g}{2 \cdot P_D \cdot d_L} = 1,635 \text{ mm} \quad (6.3)$$

Poměr délky ložiska ku průměru hřídele byl zvolen:

$$\frac{L}{d_L} = 0,8$$

Z toho plyne, že skutečnou délku ložiska lze spočítat pomocí vztahu:

$$L = 0,65 \cdot d_L = 80 \text{ mm} \quad (6.4)$$

Skutečný tlak:

$$p = \frac{F_g}{d_L \cdot L} = 1,23 \text{ bar} \quad (6.5)$$

6.1.4 Návrh převodovky

Budou navrženy dvě převodové skříně. Jedna pro VT a ST modul a druhá pro NT modul. Bude se jednat o integrované převodovky s odpovídajícím převodovým poměrem. Integrovaná převodovka se v praxi běžně používá u turbín s nižším výkonem. Hřídel modulů turbíny bude letmo uložena v příslušné převodové skříně.

Převodovka pro VT část

Pro výpočet roztečného průměru je potřeba znát rychlost v ozubení. Po domluvě se školitelem by tato rychlost měla dosahovat okolo 120 m/s.

Pro zvolený roztečný průměr VT modulu $d_p = 140$ mm

$$\omega = \pi \cdot d_p \cdot n = 120 \frac{m}{s} \quad (6.6)$$

Pro zvolený roztečný průměr ST modulu $d_p = 170$ mm

$$\omega = \pi \cdot d_p \cdot n = 118 \frac{m}{s} \quad (6.7)$$

Pro výpočet převodového poměru potřebujeme znát jmenovité otáčky turbíny a generátoru. Otáčky generátoru byly zvoleny $N_G = 1500$ 1/min.

$$i_{VT} = \frac{N}{N_G} = 10,91 \quad (6.8)$$

$$i_{ST} = \frac{N}{N_G} = 8,84 \quad (6.9)$$

Výpočet průměru kola převodovky:

$$D_{P,VT} = i \cdot d_p = 1,527 \text{ m} \quad (6.10)$$

$$D_{P,ST} = i \cdot d_p = 1,503 \text{ m} \quad (6.11)$$

Osová vzdálenost mezi vstupní a výstupní hřídelí:

$$a_{VT} = \frac{d_p + D_p}{2} = 0,834 \text{ m} \quad (6.12)$$

$$a_{ST} = \frac{d_p + D_p}{2} = 0,836 \text{ m} \quad (6.13)$$

Převodovka pro NT část

Pro zvolený roztečný průměr $d_p = 275$ mm.

$$\omega = \pi \cdot d_p \cdot n = 118 \frac{m}{s} \quad (6.14)$$

Převodový poměr:

$$i = \frac{N}{N_G} = 5,46 \quad (6.15)$$

Výpočet průměru kola převodovky:

$$D_P = i \cdot d_p = 1,501 \text{ m} \quad (6.16)$$

Osová vzdálenost mezi vstupní a výstupní hřídelí:

$$a = \frac{d_p + D_P}{2} = 0,888 \text{ m} \quad (6.17)$$

6.2 Dispoziční uspořádání

Schématický výkres dispozičního uspořádání parní turbíny s generátorem je přiložen ve výkresové dokumentaci. Jednotlivé moduly parní turbíny jsou umístěny na základovém rámu, ve kterém je zabudovaná olejová nádrž. Rám s olejovou nádrží má šířku 2,5 m a délku přibližně 8 m. Délka se odvíjí od velikosti zvoleného typu generátoru.

6.3 Popis použitých konstrukčních prvků

6.3.1 Rotor

Rotor VT modulu má jeden radiální stupeň. Ten byl zvolen na základě malých objemových průtoků. Tato varianta navíc dokáže zpracovat relativně vysoký entalpický spád. Za tímto modulem dostáváme páru s již vyšším měrným objemem, tudíž byli pro ST modul zvoleny dva axiální stupně, které zpracují sice menší spády, ale s vyšší účinností. Bylo zvoleno akční lopatkování, protože se jedná o turbínu s výkonem do 5 MW a v případě použití reakčního lopatkování by bylo potřeba dvojnásobný počet stupňů. Velkou roli při rozhodování také sehrálo ekonomické hledisko, kdy byla snaha dosáhnout nižších vstupních investic. Rotor posledního odpojitelného NT modulu se skládá ze tří axiálních stupňů.

6.3.2 Skříň parní turbíny

Skříň parní turbíny se skládá u všech modulů ze dvou svařených válců s tlakovým dnem. Svařované části jsou zde použity z finančních důvodů. Tyto dvě části jsou prostřednictvím přírub a šroubů na pevně spojeny k sobě. Na jedné části skříně je přivařeno vstupní hrdlo s požadovaným vstupním průměrem pro přívod páry. S výjimkou NT modulu, je na skříních umístěno jedno vstupní hrdlo. Ke skříní NT modulu jsou přivařena vstupní hrdla dvě z důvodu větších požadovaných průměrů. Pro odvod páry slouží výstupní hrdla. Výstupní hrdla jsou opatřena difuzorem, který redukuje výstupní rychlost páry a dokáže zabránit odtrhávání proudu. [16]

6.3.3 Kartáčové ucpávky

Kartáčové ucpávky dokážou velmi dobře utěsnit jednotlivé části rotoru parní turbíny. Ve srovnání s labyrintovými ucpávkami mají několik výhod. Například lépe odolávají opotřebení vlivem axiálních i radiálních posuvů hřídele. Další výhodou je, že pomocí nich lze vytvořit ideální vůli, při které dochází k minimálním ztrátám. Díky jednoduchosti jejich konstrukce jsou opotřebovávány kontinuálně a málokdy dochází k náhlému zničení. Také je díky tomu snadná jejich výměna. Na obrázku níže je ukázka kartáčových ucpávek.



Obrázek 17 Kartáčová ucpávka [18]

6.3.4 Spojení rotoru parní turbíny a pastorku převodovky

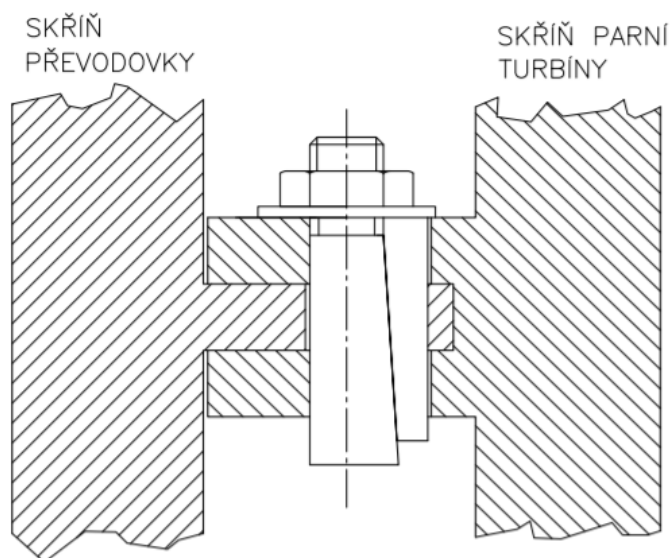
Pro spojení rotoru turbíny a pastorku převodovky je využito Hirthovo ozubení. Princip spočívá v tom, že do čela pastorku je vyvrtán otvor se závitem. Do tohoto otvoru je zašroubován centrální šroub, který je zasunutý do rotoru parní turbíny. Vše je dotaženo maticí pomocí napínacího zařízení. Hnací hřídel převodovky je s pastorkem vyrobena z jednoho kusu. Výhodou Hirthova ozubení je, že dokáže přenášet velké kroucí momenty i při malých rozměrech. Zajišťuje pevný bod rotace bez vyosení a umožňuje tak vyšší obvodové rychlosti. I přesto, že dojde k určité deformaci kotouče, tak Hirthovo ozubení zajistí, že osa rotace bude pořád na stejném místě. [16]



Obrázek 18 Detail Hirthova ozubení [19]

6.3.5 Spojení skříní parní turbíny a převodovky

Ke spojení skříně parní turbíny a skříně převodovky byly využity úchyty s příčnými klíny. Tyto úchyty jsou patentovány ve firmě Siemens. Díky nim jsou skříně pevně přichyceny k sobě. Úchyty jsou celkem čtyři. Detail uchycení je znázorněn na obrázku níže.



Obrázek 19 Spojení skříní pomocí příčných klínů [16]

6.3.6 Olejové hospodářství

Na olejové nádrži jsou umístěny všechny potřebné komponenty olejového hospodářství, jako například olejová čerpadla, chladiče, filtr, odsavač olejových par, a další. Olejové hospodářství je společné pro všechny tři moduly olejové turbíny i generátor. Bude použita elektronická regulace oleje. Pro kontinuální zásobování jednotlivých sekcí dostatkem oleje budou využita objemová čerpadla připojená na převodovku. Objemová čerpadla mají ve srovnání s odstředivým čerpadly výhodu v případě některých havarijních situacích. Například při výpadku proudu jsou objemová čerpadla schopná dodat do soustrojí dostatek oleje pro bezpečné dojetí turbíny. Naproti tomu odstředivá čerpadla mají s tímto problémem, protože po přerušení dodávky energie nejsou schopny zásobit potřebné části olejem a hrozí deformace soustrojí.

ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zaměřuje na konkrétní způsob pro zvýšení účinnosti energetických zařízení, která využívají spalovací motory. V poslední době jsou totiž čím dál více využívány bloky složené z více spalovacích motorů výkonové třídy 10 – 20 MW. Na výstupu z motorů jsou spaliny o vysoké teplotě, které jsou buď využity pro ohřev vody nebo jsou vypuštěny do okolí. Nabízí se tedy řešení využít analogie z paroplynových zařízení, které se skládají ze spalovací a parní turbíny. V tomto případě byla spalovací turbína nahrazena blokem spalovacích motorů o celkovém výkonu 50 MW. Pro tento blok byl navržen Rankin – Clausiův cyklus s kotlem na odpadní teplo a parní turbínou. Po dohodě s vedoucím práce a konzultantem byl pro výpočet vybrán spalovací motor od společnosti Wärtsilä, dále byly zvoleny parametry vyrobené páry (20 bar, 300 °C) a tlak v kondenzátoru 0,1 bar(a).

V první části výpočtové fáze byla stanovena stechiometrie spalin na výstupu z motoru. Následně byl navržen dvojtlakový kotel, pomocí kterého je velmi efektivně využita energie spalin. Byly vypočteny hmotnostní průtoky páry VT a NT částí. Pomocí vypočtených parametrů na straně páry a spalin byly sestrojeny pilové diagramy, které jsou výstupem výpočtu kotle na odpadní teplo.

Další sekce byla zaměřena na výpočet základních parametrů parní turbíny. S ohledem na parametry páry na výstupu z kotle byla zvolena parní turbína skládající se z VT a NT částí. Dělicí tlak mezi stupni byl zvolen na 2 bar(a) s ohledem na možné další využití páry. Například pro ohřev vody či vytápění.

VT část se dále skládá ze dvou modulů. První VT modul byl navržen v provedení s jedním radiálním stupněm z důvodu nízkých objemových průtoků. Tento modul je také schopný zpracovat relativně vysoký tepelný spád. Druhý ST modul byl proveden se dvěma axiálními stupni. Na oba stupně bylo rovnoměrně rozloženo zatížení a byl u nich zaveden totální ostřík. Oba moduly VT části jsou pomocí jedné integrované převodovky a spojky zapojeny ke generátoru.

NT část turbíny je řešena se třemi axiálními stupni, které jsou letmo upevněny na pastorku převodovky. Je také zapojena ke generátoru prostřednictvím integrované převodovky s tím rozdílem, že je zde použita odpojitelná spojka. Díky odpojitelné spojce se nabízí možnost v případě potřeby NT část odstavit a zanechat v provozu pouze VT část. Například je možné páru využít v technologických procesech, pro vytápění nebo ohřev vody.

V poslední části diplomové práce byly řešeny některé konstrukční prvky pro následné sestrojení schématických výkresů podélných řezů jednotlivými moduly parní turbíny. Byl také nakreslen výkres s dispozičním uspořádáním parní turbíny s generátorem.

Hlavním cílem této práce bylo ukázat, že lze spalovací motory použít v kombinovaném paroplynovém cyklu na místo spalovací turbíny, aby bylo využito co nejvíce tepelné energie ze spalovacích procesů a zvýšila se tím i celková účinnost a výkon. To se podle mého názoru potvrdilo. Tohle řešení má kromě zvýšených zisků pro provozovatele také jiné hledisko výhod. Spálením stejného množství paliva se vyrobí více energie, tím se šetří primární paliva a na vyrobenou jednotku elektrické energie je vyprodukováno menší množství CO₂. Snižuje se tak zároveň negativní dopad na probíhající klimatické změny.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KOLAT, Pavel. *Energetické centrály: (paroplynové cykly)*. 2. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN isbn80-248-0547-2.
- [2] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Vyd. 3. přeprac., V Akademickém nakladatelství CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN isbn80-214-2409-5.
- [3] KOŠŤÁL J., SUK B., *Pístové spalovací motory*, Praha: Nakladatelství akademie věd, 1963. ISBN 21-039-63
- [4] MATUŠKA, Petr. *Ideální oběhy tepelných strojů*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2010.
- [5] *Wartsila* [online]. [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.wartsila.com/energy/learn-more/technical-comparisons>
- [6] FIEDLER, DR., doc. Ing. Jan. *Výhody a omezení malých kogeneračních jednotek* [online]. [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/7866-vyhody-a-omezenimalych-kogeneracnich-jednotek>
- [7] *Ústav techniky a automobilové dopravy* [online]. [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://web2.mendelu.cz/autozkusebna/html/charakter.htm>
- [9] *Wartsila 46DF* [online]. [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.wartsila.com/marine/build/engines-and-generating-sets/dual-fuel-engines/wartsila-46df>
- [10] Technická dokumentace spalovacího motoru. *Wartsila 46DF* [online]. [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: https://www.wartsila.com/docs/default-source/product-files/engines/df-engine/product-guide-o-e-w46df.pdf?utm_source=engines&utm_medium=dfengines&utm_term=w46df&utm_content=productguide&utm_campaign=msleadscoring
- [11] LABOUTKA a SUCHÁNEK. Základní vlastnosti kapalných paliv. *Tzb-info* [online]. [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/53-zakladni-vlastnosti-kapalnych-paliv>
- [12] POLESNÝ, Bohumil. *Termodynamická data pro výpočet tepelných a jaderných energetických zařízení*. Brno: Ediční středisko VUT, 1990. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN isbn80-214-0160-5.
- [13] ČERNÝ, V. – JANEBA, B. – TEYSSLER, J. *Parní kotle*. 1. vydání. Praha: SNTL, 1983. 858 s.
- [14] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN isbn80-214-2777-9.

[15] KADLEC, Stanislav, 2017. *Termodynamické tepelné čerpadlo* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/65552>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Energetický ústav. Vedoucí práce Jan Fiedler.

[16] Siemens Industrial Turbomachinery: Firemní literatura, 2021. Brno

[17] Hirthovo ozubení. *Hirth Sistema* [online]. [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: http://www.hirthsistema.com/images/Detail_of_Hirth_serrations.jpg

[19] Kartáčové ucpávky. *The Sealeze Power* [online]. [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.sealezepower.com/products/turbine-brush-seals>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

m – hmotnost [kg]

P_{mat} - jmenovitý výkon [kW]

η_T - tepelná účinnost [-]

α - součinitel přebytku spalovacího vzduchu [-]

Q_i^r – výhřevnost [MJ/kg]

C - obsah uhlíku [%]

H - obsah vodíku [%]

S - obsah síry [%]

O - obsah kyslíku [%]

N - obsah dusíku [%]

Ar - obsah argonu [%]

W - vlhkost v palivu [%]

φ_{nv} - relativní vlhkost nasávaného vzduchu [%]

p_{nv} - tlak nasávaného vzduchu [bar]

t_{nv} - teplota nasávaného vzduchu [°C]

x_m - měrná vlhkost nasávaného vzduchu [-]

M_{O_2} - minimální spotřeba kyslíku [kg/kg_pal]

$M_{vs_{min}}$ - minimální množství suchého vzduchu [kg/kg_pal]

$M_{vv_{min}}$ - minimální množství vlhkého vzduchu [kg/kg_pal]

$M_{s_{CO_2}}$ - množství CO₂ ve spalinách [kg/kg_pal]

$M_{s_{SO_2}}$ - množství SO₂ ve spalinách [kg/kg_pal]

$M_{s_{N_2}}$ - množství N₂ ve spalinách [kg/kg_pal]

$M_{s_{Ar}}$ - množství Ar ve spalinách [kg/kg_pal]

$M_{s_{H_2O}}$ - množství H₂O ve spalinách [kg/kg_pal]

$M_{sp_{min}}$ - minimální množství spalin [kg_sp/kg_pal]

$M_{\alpha_{CO_2}}$ - množství CO₂ z přebytku vzduchu [kg/kg_pal]

$M_{\alpha_{N_2}}$ - množství N₂ z přebytku vzduchu [kg/kg_pal]

$M_{\alpha_{Ar}}$ - množství Ar z přebytku vzduchu [kg/kg_pal]

$M_{\alpha_{H_2O}}$ - množství H₂O z přebytku vzduchu [kg/kg_pal]

- $M_{\alpha O_2}$ - množství O₂ z přebytku vzduchu [kg/kg_pal]
 $M_{sp\alpha}$ - celkové množství spalin z přebytku vzduchu [kg/kg_pal]
 M_{cCO_2} - celkové množství CO₂ ve spalinách [kg/kg_pal]
 M_{cN_2} - celkové množství N₂ ve spalinách [kg/kg_pal]
 M_{cSO_2} - celkové množství SO₂ ve spalinách [kg/kg_pal]
 M_{cAr} - celkové množství Ar ve spalinách [kg/kg_pal]
 M_{cO_2} - celkové množství O₂ ve spalinách [kg/kg_pal]
 M_{cH_2O} - celkové množství H₂O ve spalinách [kg/kg_pal]
 M_{spc} - celkové množství spalin [kg_sp/kg_pal]
 σ_{spCO_2} - hmotnostní podíl CO₂ ve spalinách [% hm.]
 σ_{spSO_2} - hmotnostní podíl SO₂ ve spalinách [% hm.]
 σ_{spN_2} - hmotnostní podíl N₂ ve spalinách [% hm.]
 σ_{spAr} - hmotnostní podíl Ar ve spalinách [% hm.]
 σ_{spO_2} - hmotnostní podíl O₂ ve spalinách [% hm.]
 σ_{spH_2O} - hmotnostní podíl H₂O ve spalinách [% hm.]
 ω_{spCO_2} - objemový podíl CO₂ ve spalinách [% obj.]
 ω_{spSO_2} - objemový podíl SO₂ ve spalinách [% obj.]
 ω_{spN_2} - objemový podíl N₂ ve spalinách [% obj.]
 ω_{spAr} - objemový podíl Ar ve spalinách [% obj.]
 ω_{spO_2} - objemový podíl O₂ ve spalinách [% obj.]
 ω_{spH_2O} - objemový podíl H₂O ve spalinách [% obj.]
 \dot{m}_{pal} - hmotnostní tok paliva [kg/s]
 M_{sp} - hmotnostní tok spalin z 5 motorů [kg_sp/s]
 t_{sp} - teplota spalin [°C]
 i_{sp} - entalpie spalin [°C]
 $c_{p,sp}$ - měrná tepelná kapacita spalin [kJ/kg·K]
 M_{sp} - hmotnostní průtok spalin [kg_sp/s]
 t_{1sp} - teplota spalin na výstupu motoru [°C]
 i_{1sp} - entalpie spalin na výstupu motoru [kJ/kg]

- $c_{p,1sp}$ - měrná tepelná kapacita spalin na výstupu z motoru [kJ/kg·K]
 x_3 - suchost páry na výstupu z výparníku [-]
 x_{2b} - suchost páry na vstupu do výparníku [-]
 t_1 - teplota napájecí vody [°C]
 t_4 - teplota páry na výstupu z kotle [°C]
 p_4 - tlak páry na výstupu z kotle [bar]
 t_{pp} - pinch point [°C]
 t_{ap} - approach point [°C]
 $\Delta p_{př}$ - tlaková ztráta přehříváku [bar]
 Δp_{eko} - tlaková ztráta ekonomizéru [bar]
 i_4 - entalpie páry v bodu 4 [kJ/kg]
 p_3 - tlak páry v bodu 3 [bar]
 i_3 - entalpie páry v bodu 3 [kJ/kg]
 p_{2b} - tlak vody v bodu 2b [bar]
 i_{2b} - entalpie vody v bodu 2b [kJ/kg]
 t_{2b} - teplota vody v bodu 2b [°C]
 p_1 - tlak vody v bodu 1 [bar]
 i_1 - entalpie vody v bodu 1 [kJ/kg]
 \dot{m}_p - hmotnostní průtok vyrobené páry [kg/s]
 $c_{p,(1sp-3sp)}$ - měrná tepelná kapacita (střední hodnota mezi body 1sp a 3sp) [kJ/kg·K]
 $Q_{VÝP}$ - výkon výparníku [kW]
 $Q_{PŘ}$ - výkon přehříváku [kW]
 $Q_{EKO,VT}$ - výkon ekonomizéru VT části [kW]
 $Q_{EKO,NT}$ - výkon ekonomizéru NT části [kW]
 $t_{3,sp}$ - teplota spalin v bodu 3sp [°C]
 i_{3sp} - entalpie spalin v bodu 3sp [kJ/kg]
 $c_{p,3sp}$ - měrná tepelná kapacita v bodu 3sp [kJ/kg·K]
 $t_{2,sp}$ - teplota spalin v bodu 2sp [°C]
 i_{2sp} - entalpie spalin v bodu 2sp [kJ/kg]
 $t_{4,sp}$ - teplota spalin v bodu 4sp [°C]
 i_{4sp} - entalpie spalin v bodu 4sp [kJ/kg]

- \dot{m}_p - hmotnostní průtok páry [kg/s]
 α_{1p} - výstupní úhel z rozváděcí mříže [°]
 η_u - výstupní úhel z rozváděcí mříže [-]
 t_0 - teplota vstupní páry [°C]
 p_0 - tlak páry na vstupu do stupně [bar]
 p_2 - tlak páry na výstupu ze stupně [bar]
 u - obvodová rychlost stupně [m/s]
 D - střední průměr lopatkování [mm]
 c_0 - absolutní vstupní rychlost [m/s]
 φ - rychlostní součinitel statoru [-]
 k - součinitel pro výpočet ztrát [-]
 ε - totální ostřík [-]
 i_0 - entalpie vstupní páry [kJ/kg]
 s_0 - entropie vstupní páry [kJ/kg·K]
 v_0 - měrný objem vstupní páry [m³/kg]
 s_{2iz} - entropie na konci izoentropické expanze [kJ/kg·K]
 i_{2iz} - entalpie na konci izoentropické expanze [kJ/kg]
 n - otáčky rotoru [1/min]
 h_{iz} - izoentropický spád ve stupni [kJ/kg]
 c_{1iz} - teoretická izoentropická absolutní rychlost páry [m/s]
 x - rychlostní poměr [-]
 p_{kr} - kritický tlak [bar]
 z_0 - ztráta ve statoru [J/kg]
 i_1 - entalpie v bodu 1 [kJ/kg]
 p_1 - tlak v bodu 1 [bar]
 v_1 - měrný objem v bodu 1 [m³/kg]
 z_5 - ztráta třením a ventilací [J/kg]
 ξ_5 - poměrná ztráta [-]
 $\eta_{tdiPř}$ - předběžná vnitřní účinnost stupně [-]
 P_i - vnitřní výkon stupně [kW]
 i_2 - entalpie výstupní páry [kJ/kg]
 s_2 - entropie výstupní páry [kJ/kg·K]

- t_2 - teplota výstupní páry [°C]
 i_0 - entalpie vstupní páry [kJ/kg]
 s_0 - entropie vstupní páry [kJ/kg·K]
 \dot{m}_p - hmotnostní průtok páry [kg/s]
 u_1 - obvodová rychlost stupně [m/s]
 n - otáčky rotoru [1/min]
 D_1 - vstupní průměr [mm]
 D_2 - výstupní průměr [mm]
 ρ - stupeň reakce [-]
 φ - rychlostní součinitel statoru [-]
 ψ - rychlostní součinitel rotoru [-]
 $\alpha_{1,p}$ - výstupní úhel absolutního proudu [°]
 β_2 - výstupní úhel relativního proudu [°]
 Δl - přesah lopatek [mm]
 c - délka tělivy [mm]
 γ - úhel nastavení profilu [°]
 k_{tr} - koeficient tření [-]
 z_{segm} - počet segmentů po obvodu [-]
 μ_1 - průtokový součinitel [-]
 δ - radiální mezera [mm]
 h_{iz} - izoentropický spád spád ve stupni [kJ/kg]
 u_2 - obvodová rychlost [m/s]
 h_{iz}^S - izoentropický entalpický spád statoru [kJ/kg]
 z_0 - ztráta ve statoru [J/kg]
 h_{iz}^R - izoentropický entalpický spád rotoru [kJ/kg]
 i_{1iz} - entalpie v bodu 1iz [kJ/kg]
 s_{1iz} - entropie v bodu 1iz [kJ/kg·K]
 p_{1iz} - tlak v bodu 1iz [bar]
 i_1 - entalpie v bodu 1 [kJ/kg]
 p_1 - tlak v bodu 1 [bar]
 v_1 - měrný objem v bodu 1 [m³/kg]
 a_1 - rychlost zvuku v bodu 1 [m/s]

i_{kr} - entalpie krit. proudění [kJ/kg]
 p_{kr} - tlak kritického proudění [bar]
 v_{kr} - měrný objem krit. proudění [m³/kg]
 $h_{iz,kr}$ - izoentropický entalpický spád krit. proudění [kJ/kg]
 c_{kr} - rychlost krit. proudění [m/s]
 c_{1iz} - izoentropická rychlost na výstupu z dýzy [m/s]
 c_1 - absolutní rychlost na výstupu z dýzy [m/s]
 α_1 - výstupní úhel proudu [°]
 w_1 - výstupní relativní rychlost proudu [m/s]
 c_{1u} - obvodová složka absolutní rychlosti [m/s]
 w_{1u} - obvodová složka relativní rychlosti [m/s]
 c_{1a} - axiální složka absolutní rychlosti [m/s]
 w_{1a} - axiální složka relativní rychlosti [m/s]
 β_1 - úhel relativního proudu [°]
 w_{2iz} - izoentropická rel. rychlost na výstupu z rotoru [m/s]
 $i_{1c,r}$ - entalpie v bodu 1c,r [kJ/kg]
 $i_{2c,r}$ - entalpie v bodu 2c,r [kJ/kg]
 w_2 - relativní rychlost na výstupu z rotoru [m/s]
 c_2 - absolutní rychlost na výstupu z rotoru [m/s]
 w_{2u} - obvodová složka relativní rychlosti [m/s]
 c_{2u} - obvodová složka absolutní rychlosti [m/s]
 w_{2a} - axiální složka relativní rychlosti [m/s]
 c_{2a} - axiální složka absolutní rychlosti [m/s]
 α_2 - výstupní úhel absolutního proudu [°]
 l_{0t} - vypočítaná délka výstupních lopatek [mm]
 l_0 - zvolená délka výstupních lopatek [mm]
 l_2 - délka oběžných lopatek [mm]
 l_1 - délka vstupních oběžných lopatek [mm]
 s - rozteč lopatek [mm]
 B - šířka lopatek [mm]
 z - počet lopatek [ks]
 z_0 - ztráta v rozváděcí mříži [J/kg]

- z_1 - ztráta v oběžné řadě lopatkování [J/kg]
 z_c - ztráta výstupní rychlostí [J/kg]
 η_u - obvodová účinnost stupně [-]
 ξ_5 - poměrná ztráta ventilací [-]
 ξ_6 - poměrná ztráta parciálním ostřikem [-]
 ξ_{61} - ventilační ztráta neostříknutých lopatek [-]
 ξ_{62} - ztráty vznikající na okrajích pásma ostříku [-]
 ξ_7 - poměrná ztráta radiální mezerou [-]
 S_{1R} - průřez radiální mezery [m²]
 ρ_s - stupeň reakce na špici lopatky [-]
 η_{tdi} - vnitřní termodynamická účinnost stupně [-]
 P_i - vnitřní výkon stupně [kW]
 i_{2c} - entalpie na konci expanze [kJ/kg]
 D_{in} - vstupní průměr potrubí [m]
 D_{out} - výstupní průměr potrubí [mm]
 ω - obvodová rychlost [m/s]
 F_g - tíhová síla rotoru [N]
 L_{min} - minimální délka ložiska [mm]
 g - tíhové zrychlení [m/s⁻²]
 P_D - dovolený tlak [bar]
 p - skutečný tlak [bar]
 d_p - průměr hřídele [mm]
 i_{VT} - převodový poměr z VT modulu [-]
 i_{ST} - převodový poměr z ST modulu [-]
 i_{NT} - převodový poměr z NT modulu [-]
 $D_{P,VT}$ - průměr kola převodovky pro VT modul [mm]
 $D_{P,ST}$ - průměr kola převodovky pro ST modul [mm]
 $D_{P,NT}$ - průměr kola převodovky pro NT modul [mm]
 a_{VT} - osová vzdálenost vstupní a výstupní hřídele převodovky [mm]
 a_{ST} - osová vzdálenost vstupní a výstupní hřídele převodovky [mm]
 a_{NT} - osová vzdálenost vstupní a výstupní hřídele převodovky [mm]

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 Polynomy pro výpočet měrné tepelné kapacity jednotlivých složek spalin

SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

DP – 1	schematický výkres VT modulu
DP – 1 – CK	kusovník výkresu VT modulu
DP – 2	schematický výkres ST modulu
DP – 2 – CK	kusovník výkresu ST modulu
DP – 3	schematický výkres NT modulu
DP – 3 – CK	kusovník výkresu NT modulu
DP – 4	dispoziční uspořádání parní turbíny s generátorem
DP – 4 – CK	kusovník výkresu NT dispozičního uspořádání

Příloha č. 1 Polynomy pro výpočet měrné tepelné kapacity jednotlivých složek spalín

V tabulkách jsou uvedeny hodnoty měrné tepelné kapacity při konkrétních teplotách, viz tabulka níže. Body byly zaneseny do grafu a proloženy křivkami. Podle křivek byli vypsány polynomy pro výpočet měrné tepelné kapacity složek při dané teplotě. [12]

Tabulka 34 Měrná tepelná kapacita složek v závislosti na teplotě [12]

t [°]	c _{p,i} [kJ/kg·K]					
	CO ₂	H ₂ O	N ₂	SO ₂	O ₂	Ar
300	1,0602	1,9994	1,0691	0,7535	0,9944	0,519
400	1,1143	2,0646	1,0912	0,7828	1,0236	0,519
500	1,1593	2,1329	1,1154	0,8079	1,0485	0,519
600	1,1967	2,203	1,1396	0,8225	1,0691	0,519

Polynom pro výpočet měrné tepelné kapacity CO₂:

$$c_{p,CO_2} = 2,5 \cdot 10^{-10} \cdot t^3 - 7,55 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 9,77 \cdot 10^{-4} \cdot t + 8,28 \cdot 10^{-1}$$

Polynom pro výpočet měrné tepelné kapacity H₂O:

$$c_{p,H_2O} = -2,1667 \cdot 10^{-10} \cdot t^3 + 4,15 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 4,4167 \cdot 10^{-4} \cdot t + 1,8354$$

Polynom pro výpočet měrné tepelné kapacity N₂:

$$c_{p,N_2} = -3,5 \cdot 10^{-10} \cdot t^3 - 5,25 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot t + 1,0364$$

Polynom pro výpočet měrné tepelné kapacity SO₂:

$$c_{p,SO_2} = -1,05 \cdot 10^{-9} \cdot t^3 + 1,05 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 - 5,35 \cdot 10^{-5} \cdot t + 7,034 \cdot 10^{-1}$$

Polynom pro výpočet měrné tepelné kapacity O₂:

$$c_{p,O_2} = -3,38813 \cdot 10^{-21} \cdot t^3 - 2,15 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 4,425 \cdot 10^{-4} \cdot t + 8,81 \cdot 10^{-1}$$

Polynom pro výpočet měrné tepelné kapacity Ar:

$$c_{p,Ar} = 0,519$$